

**Örtliche Bewertung
der Schwingfestigkeit
von Gewindeverbindungen**

Vom Fachbereich Maschinenbau
an der Technischen Universität Darmstadt
zur

Erlangung des Grades eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte
DISSERTATION

vorgelegt von
Dipl.-Ing. Roland Schneider
aus Hannover

Berichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Christina Berger
Mitberichterstatter:	Prof. Dr.-Ing. Michael Vormwald
Tag der Einreichung:	18. August 2010
Tag der mündlichen Prüfung:	16. November 2010

Darmstadt 2011

D17

Danksagung

Diese Arbeit entstand im Rahmen meiner Arbeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet für Werkstoffkunde der Technischen Universität Darmstadt.

Mein besonderer Dank gilt zunächst meinen Eltern und meiner Frau Anja für die stetige und notwendige Unterstützung.

Der Leiterin des Fachgebiets und Instituts für Werkstoffkunde und der Staatlichen Materialprüfanstalt Darmstadt, Frau Prof. Dr.-Ing. C. Berger danke ich für die Betreuung und Förderung der Arbeit und für die Übernahme der Berichterstattung und nicht zuletzt für das in mich gesetzte Vertrauen. Herrn Prof. Dr.-Ing. M. Vormwald danke ich für die Übernahme der Berichterstattung und die zahlreichen konstruktiven Diskussionen.

Bei Herrn Dr.-Ing. B. Kaiser, Leiter der Abteilung Bauteilfestigkeit, möchte ich mich für die Anregungen und Diskussionen im Laufe meiner Tätigkeit am Institut und das Korrekturlesen meiner Arbeit bedanken. Insbesondere bei Herrn Dr.-Ing. U. Wuttke, Kompetenzfeldverantwortlicher der Abteilung Bauteilfestigkeit, bedanke ich mich für die zahlreichen, sehr hilfreichen Diskussionen und die hervorragende Begleitung dieser Arbeit.

Weiterhin bedanke ich mich bei allen Mitarbeitern des Zentrums für Konstruktionswerkstoffe die durch ihr Schaffen einen Beitrag zum Gelingen dieser Arbeit geleistet haben. Meinen Zimmergenossen Frau Prof. Dr.-Ing. B. Pyttel, Frau Dipl.-Ing. D. Schwerdt und meinem Bruder Dipl.-Ing. N. Schneider danke ich für eine sehr angenehme Arbeitsatmosphäre und Ihre Unterstützung. Herrn Dipl.-Ing. H. Labudda danke ich für die Unterstützung bei den mechanisch-technologischen Versuchen. Bei allen beteiligten Studenten bedanke ich mich für die Zuarbeit.

Die Arbeit enthält Forschungsergebnisse, die durch Mittel des Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMW, IGF-Nr.: 15365) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen „Otto von Guericke“ e.V. (AiF) und das Forschungskuratoriums Maschinenbau (FKM) gefördert wurden. Mein Dank gilt ebenso dem Arbeitskreis „Gewindeverbindungen örtlich“ für die interessanten Diskussionen sowie der Robert Bosch GmbH in Person von Herrn Dr.-Ing. S. Issler und der Fuchs Schraubenwerk GmbH in Person von Herrn Dr.-Ing. V. Dünkel.

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Dissertation selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet habe.

A handwritten signature in black ink, appearing to read 'Roland Schneider', written in a cursive style.

Weinheim, den 18. August 2010

Roland Schneider

Lebenslauf

Persönliche Daten:

Name: Roland Schneider
Geburtsdatum: 30. Dezember 1979
Geburtsort: Hannover

Werdegang:

seit 12/2007	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fachgebiet und Institut für Werkstoffkunde der Technischen Universität Darmstadt
02/2007 – 11/2007	Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Fraunhofer LBF, Institut für Betriebsfestigkeit und Systemzuverlässigkeit
01/2007	Abschluss des Maschinenbaustudiums
01/2005 - 11/2005	2 Semester Auslandsstudium Nanyang Technological University, Singapur
10/2001 - 01/2007	Studium des allgemeinen Maschinenbaus Technische Universität Darmstadt
10/2000 - 08/2001	Zivildienst in der Diakoniestation Birkenau-Reisen
1986 – 06/2000	Schulische Ausbildung Abschluss mit der allgemeinen Hochschulreife Werner Heisenberg Gymnasium, Weinheim

1	Einleitung	1
2	Stand der Forschung und der Technik	3
2.1	Ermüdungsfestigkeit	3
2.2	Örtliche Spannung, Formzahl und Kerbwirkung	15
2.3	Gewindeverbindungen	17
2.4	Örtliche Bewertung von Gewindeverbindungen	19
2.5	Konzepte zur Schwingfestigkeitsbewertung	23
2.5.1	Nennspannungskonzept	23
2.5.2	Örtliches Konzept	23
2.5.3	Rissfortschrittskonzept	28
3	Versuche an Gewindeverbindungen	29
3.1	Untersuchte Gewindeverbindungen	29
3.2	Statische Versuche	32
3.3	Wöhlerversuche	32
3.3.1	Schrauben-Mutterverbindungen	32
3.3.2	Düsenspannmutter	34
3.3.3	Zugmutter	37
3.4	Auswertung der Wöhlerversuche	37
3.4.1	Einfluss der Mittelspannung	37
3.4.2	Einfluss der Festigkeit	38
3.4.3	Einfluss der Nenngröße der Schraube-Mutterverbindung	39
4	Werkstoffcharakterisierung	40
4.1	Kraftkontrollierte Werkstoffversuche	40
4.2	Dehnungskontrollierte Werkstoffversuche	44
4.3	Dehnungsgeregelte Versuche unter hoher Mitteldehnung	48
4.4	Dehnungswöhlerlinien	51
4.5	Übertragbarkeit von Werkstoffkennwerten	53
4.6	Zusammenfassung der Werkstoffcharakterisierung	54

5	Numerische Untersuchungen	55
5.1	Geometrie und Vernetzung	55
5.2	Material- und Verfestigungsgesetz	58
5.3	Vorgabe der Last-Zeit-Funktion	59
5.4	Erstellung von 3D-Modellen	60
5.5	Auswertung der örtlichen Beanspruchung	62
5.6	Vergleich der Ergebnisse von 2D- und 3D-Berechnungen	63
5.7	Toleranzanalyse der klassischen Schraube-Mutterverbindung	66
5.8	Zusammenfassung der numerischen Untersuchungen	73
6	Örtliche Bewertung von Gewindeverbindungen	74
6.1	Vorgehensweise der Bewertung unter hoher Mittelspannung	74
6.2	Vergleich der Bewertung nach Parameter P_{SWT} und P_J	80
6.3	Vergleich der Auswertung nach Haupt- und von Mises-Spannungen	83
6.4	Mehrachsigkeit im Gewindegrund	85
6.5	Berechnung der Rissfortschrittsschwingenspielzahl	85
6.6	Ergebnisse der örtlichen Bewertung unter hoher Mittelspannung	87
6.6.1	Schraube-Mutterverbindung M10 Fk 10.9	88
6.6.2	Weitere Schraube-Mutterverbindungen	96
6.6.3	Düsenspannmutter	101
6.6.4	Zugmutter	103
6.6.5	Zusammenfassung der Bewertung bei hoher Mittelspannung	108
6.7	Bewertung bei niedriger Mittelspannung	109
7	Zusammenfassung und Ausblick	116
8	Verzeichnisse und Anhang	119
A	Literaturverzeichnis	119
B	Abkürzungs- und Symbolverzeichnis	124
C	Anhang	130
	Zyklische Werkstoffversuche	130
	Dehnungsgeregelte Versuche unter hoher Mitteldehnung	141
	Zyklische Versuche an Gewindeverbindungen	147
	Kennwerte zur Rissfortschrittsberechnung	154
	FE-Berechnungsmodelle	155

1 Einleitung

Gewindeverbindungen sind aufgrund der Gewindegeometrie immer scharf gekerbt und damit gegenüber einer zyklischen Beanspruchung besonders kritisch in Bezug auf einen möglichen Ermüdungsbruch zu bewerten. Während das einfachste Gewindebauteil, die Schraube-Mutterverbindung, in der Regel klar definierte Randbedingungen besitzt und aufgrund der guten Prüfbarkeit als Gesamtbauteil sehr gut durch das Nennspannungskonzept beschrieben werden kann, sind allgemeine Gewindeverbindungen, z.B. das in Abbildung 1 dargestellte Kegelgewinde eines Bohrgestänges, nur schwer durch bestehende Konzepte der Schwingfestigkeitsbewertung zu beschreiben. Unter allgemeinen Gewindeverbindungen sind Verbindungen zu verstehen, die nicht den klassischen Schraube-Mutterverbindungen zugeordnet werden können.



**Abbildung 1: Kegelgewinde als Beispiel einer allgemeinen Gewindeverbindung
(Bild: Baker Hughes INTEQ GmbH)**

Zur Auslegung von Schraube-Mutterverbindungen bei zyklischer Beanspruchung existieren Regelwerke wie die VDI-Richtlinie 2230 [1] im Maschinenbau und z.B. der Eurocode 3 (EC3) [2] im Bauwesen. Die Auslegung erfolgt auf der Grundlage des Nennspannungskonzeptes für eine dauerhaft oder zeitfest ertragbare Spannungsschwingbreite. Diese Regelwerke und das damit verbundene Nennspannungskonzept sind jedoch nicht anwendbar für allgemeine Gewindeverbindungen. Bei dem in Abbildung 1 dargestellten Kegelgewinde kann nicht mehr zwischen Schraube und Bauteil unterschieden werden. Weiterhin kann aufgrund des kegelförmigen Ineinanderlaufens des Aussen- und Innengewindes ein Nennspannungsquerschnitt nicht mehr definiert werden. Ein Nennspannungskonzept, das das Versagen der Schraube beschreibt, lässt sich somit nicht mehr anwenden.

Ein Beispiel für eine allgemeine Gewindeverbindung ist auch die Verschraubung von dünnwandigen Bauteilen. Durch die kompaktere Gestaltung von Bauteilen und Baugruppen und die sich dadurch ergebende Einschränkung des Bauraums können

bestimmte Konstruktionen nur noch bedingt schraubengerecht durchgeführt werden. Durch die Überlagerung mit anderen Bauteilbeanspruchungen oder der Wahl eines im Vergleich zur Schraube weniger festen Bauteilwerkstoffs kann sich der Versagensort von der Schraube in das Muttergewinde verlagern.

Gleiches gilt für die begrenzte Anwendungsmöglichkeit des Nennspannungskonzeptes auf große Schrauben ($>M38$). Die experimentelle Ermittlung der Schwingfestigkeit ist aufgrund der erforderlichen hohen Prüfkraft und Abmessung sehr zeit- und kostenintensiv. Versuche zur Ermittlung der Schwingfestigkeit sind hier mitunter nicht mehr durchführbar.

Für die Bemessung derartiger Bauteile bzw. Verbindungen, im Folgenden als allgemeine Gewindeverbindungen, bzw. Gewindebauteile bezeichnet, kann das Nennspannungskonzept nicht angewendet werden. Damit ist es unumgänglich, die örtliche Beanspruchung im Gewinde in Bezug auf die Schwingfestigkeit zu bewerten. Prinzipiell kann der örtliche Nachweis bei allgemeinen Gewindeverbindungen mit Hilfe der FKM-Richtlinie „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ erfolgen. Im einführenden Kapitel der FKM-Richtlinie wird jedoch explizit darauf hingewiesen diese nicht auf speziell gekerbte Bauteile, wie es Gewindeverbindungen sind, anzuwenden.

Es wird deutlich, dass bisher kein Konzept existiert um allgemeine Gewindeverbindungen hinsichtlich der Schwingfestigkeit zu bewerten. Ziel dieser Arbeit ist es, ein allgemeingültiges Konzept zu erstellen, das die Bewertung von allgemeinen Gewindeverbindungen auf der Grundlage der örtlichen Beanspruchung ermöglicht. Dieses existiert bisher nicht, der Anwender ist auf eigene Erfahrungen und vereinfachte Annahmen angewiesen.

2 Stand der Forschung und der Technik

In diesem Kapitel werden zuerst die für dieses Projekt relevanten Grundlagen und Kennwerte erläutert. Der aktuelle Stand der Wissenschaft in Bezug auf die örtliche Bewertung von Gewindeverbindungen und die verwendeten Konzepte zur Schwingfestigkeitsbewertung werden vorgestellt.

2.1 Ermüdungsfestigkeit

Betriebsfestigkeitsnachweise können auf unterschiedliche Arten geführt werden. Neben einer experimentellen Schwingprüfung stehen verschiedene Berechnungskonzepte zur Ermittlung der Ermüdungsfestigkeit zur Verfügung. Der Ablauf der Ermüdungsvorgänge kann in drei Abschnitte unterteilt werden (**Abbildung 2-1**), die kontinuierlich ineinander übergehen. Abhängig von Werkstoff, Werkstoffzustand, Beanspruchung, Bauteilgröße und Bauteilgestalt ist der Anteil der einzelnen Ermüdungsstadien an der Gesamtlebensdauer unterschiedlich lang.

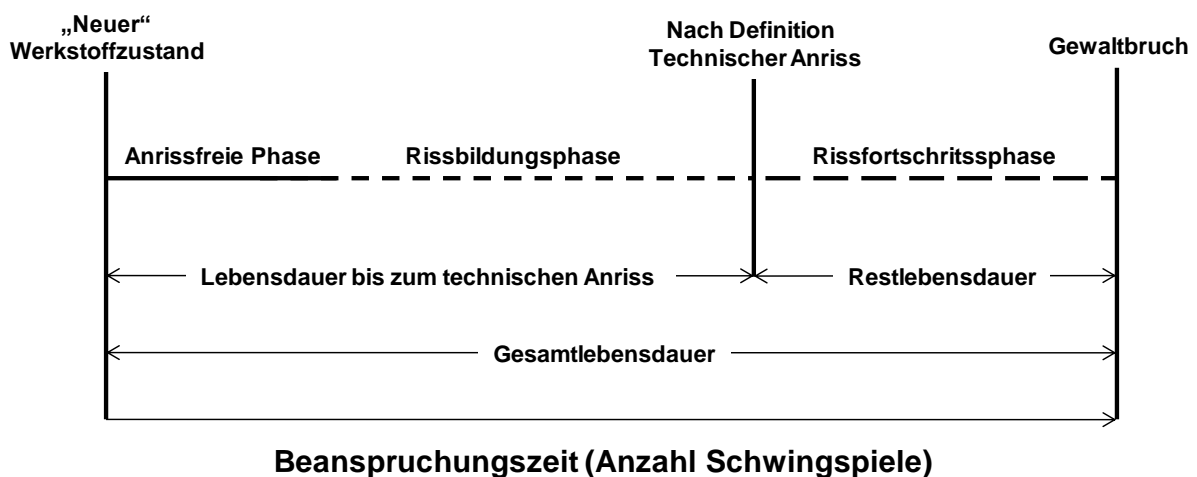


Abbildung 2-1: Phasen der Werkstoffermüdung nach [3]

In der Praxis werden Bauteile häufig zyklisch beansprucht. Eine zyklische Beanspruchung wird durch eine Last, die einen beliebigen und zeitlich nicht konstanten Beanspruchungsablauf aufweist, hervorgerufen. Ist der Beanspruchungsablauf sinusförmig und die Beanspruchungsamplitude σ_a zeitlich konstant, liegt eine einstufige Schwingbeanspruchung vor. In dieser Arbeit werden Gewindeverbindungen ausschließlich unter einstufiger Schwingbeanspruchung untersucht. **Abbildung 2-2** stellt den zeitlichen Ablauf einer Schwingbeanspruchung mit den wichtigsten Kennwerten (**Tabelle 2-1**) dar. Zur besseren Unterscheidung werden örtliche Spannungen mit dem Symbol σ und Nennspannungen, d.h. Kräfte bezogen auf den Nennquerschnitt A_N , mit dem Symbol S gekennzeichnet.

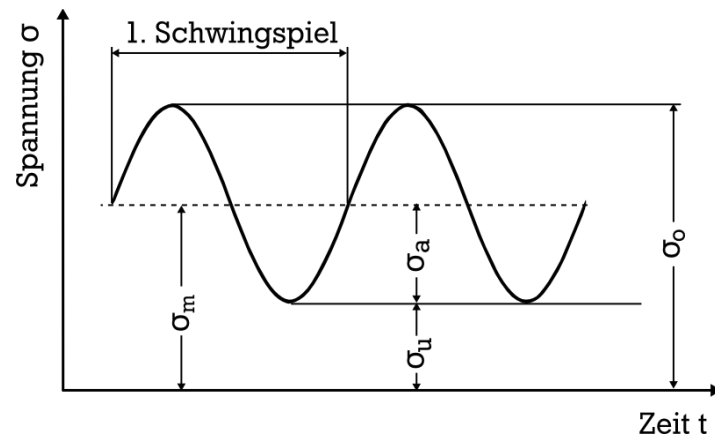


Abbildung 2-2: Zeitlicher Ablauf einer Schwingbeanspruchung

Tabelle 2-1: Kennwerte einer Schwingbeanspruchung

Kennwert	Bezeichnung
σ_a	Spannungsamplitude
σ_o	Oberspannung
σ_u	Unterspannung
σ_m	Mittelspannung
R	Spannungsverhältnis

Einen wichtigen Kennwert stellt das Spannungsverhältnis R dar. Es ist als

$$R = \frac{\sigma_u}{\sigma_o} \quad (2.1)$$

definiert und gibt die Art der Schwingbeanspruchung an. Theoretisch kann das Spannungsverhältnis Werte von $-\infty$ bis $+\infty$ annehmen. Einige in der Praxis häufig auftreten Fälle finden sich in **Tabelle 2-2** wieder. Die Kennwerte Mittelspannung σ_m , Spannungsamplitude σ_a und Spannungsverhältnis R sind abhängig voneinander; der Zusammenhang lautet wie folgt:

$$\sigma_m = \sigma_a \frac{(1 + R)}{(1 - R)} \quad (2.2)$$

Tabelle 2-2: Wichtige Arten einer Schwingbeanspruchung

Art der Beanspruchung	R
reine Wechselbeanspruchung	-1
reine Zugschwellbeanspruchung	0
reine Druckschwellbeanspruchung	$\pm\infty$
Statische Zug- oder Druckbeanspruchung	1

Wird ein Bauteil schwingend beansprucht, unterliegt das Bauteil einer Ermüdung. Die Ermüdung äußert sich in Form einer Werkstoffschädigung, die zu Rissen und letztlich zu einem Versagen des Bauteils führen kann. Die Beanspruchbarkeit des Bauteils im Falle einer schwingenden Beanspruchung wird auch als Schwingfestigkeit oder allgemeiner als Ermüdungsfestigkeit bezeichnet. Sie ist die bei einer bestimmten Schwingspielzahl N gemäß dem Versagenskriterium ertragbare Beanspruchungsamplitude S_a [4]. Diese wird mit dem Symbol S gekennzeichnet, da es sich um eine Nennspannung handelt und wird berechnet indem die ertragbare Kraft F_a auf den Nennspannungsquerschnitt A_N bezogen wird:

$$S_a = \frac{F_a}{A_N} \quad (2.3)$$

Als Dauerfestigkeit $S_{a,d}$, auch Dauerhaltbarkeit, wird diejenige Spannungsamplitude bezeichnet, die das Bauteil ohne nennenswerte Ermüdungserscheinungen ertragen kann. Häufig wird die der Dauerfestigkeit korrespondierende Schwingspielzahl als Grenzschningspielzahl N_D angegeben. Die Dauerfestigkeit $S_{a,D}$ ist somit ein Sonderfall der Schwingfestigkeit S_a und es gilt

$$N_A \leq N_D, \quad (2.4)$$

wobei N_A die der Schwingfestigkeit zugeordnete Schwingspielzahl ist.

Experimentell wird die Schwingfestigkeit eines Bauteils durch Wöhlerversuche ermittelt. Bei einem kraftgeregelten Wöhlerversuch wird das Bauteil oder eine dem Bauteil entsprechende Vergleichsprobe mit einer schwingenden Last unter konstanter Amplitude F_a beaufschlagt. Tritt Versagen (Bruch) auf, wird das Experiment mit einem neuen Versuchskörper durchgeführt. Während die Schwingamplitude σ_a mit jedem neuen Versuchskörper variiert wird, werden entweder die Mittelspannung σ_m oder das Spannungsverhältnis R während eines Wöhlerversuchs konstant gehalten. Das Ergebnis eines Wöhlerversuchs bei n geprüften Versuchskörpern sind n Wertepaare mit den Koordinaten ertragbare Schwingamplituden $S_{a,i}$ und den zugehörigen Bruchschwingspielzahlen $N_{B,i}$. Die Ergebnisse des Experiments werden im so genannten Wöhlerdiagramm dargestellt, in welchem auf der Abzisse die Bruchschwingspielzahl N_B , bzw. Anrisschwingspielzahl N und auf der Ordinate die ertragbare Nennspannungsamplitude S_a aufgetragen werden. **Abbildung 2-3** zeigt ein typisches Wöhlerdiagramm mit den wichtigsten Kennwerten. Ein Wöhlerdiagramm lässt sich in drei verschiedene Bereiche aufteilen:

Den Kurzzeitfestigkeitsbereich, den Zeitfestigkeitsbereich und den Dauerfestigkeitsbereich. Während im Kurzzeitfestigkeitsbereich elastisch-plastische Deformationen überwiegen, wird das Bauteil im Zeitfestigkeitsbereich sowie im Dauerfestigkeitsbereich überwiegend elastisch verformt. Um die Versuchsdauer zu reduzieren, wird in vielen Fällen der Beginn des Dauerfestigkeitsbereichs auf eine feste Grenzsprungspielzahl N_D begrenzt, wobei häufig $N_D > 10^6$ gilt. Unterhalb der Grenzsprungspielzahl N_D lässt sich die Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich des doppeltlogarithmischen Wöhlerdiagramms durch eine Gerade annähern. Die Gleichung nach Basquin [5] lautet:

$$S_a = S_{a,d} \left(\frac{N_D}{N} \right)^{\frac{1}{k}} \quad (R = \text{konst.}) \quad (2.5)$$

Die Größe k im Exponenten gibt die Neigung der Wöhlerlinie an und berechnet sich nach

$$k = \frac{\Delta \log N}{\Delta \log S_A} = \tan \alpha_w. \quad (2.6)$$

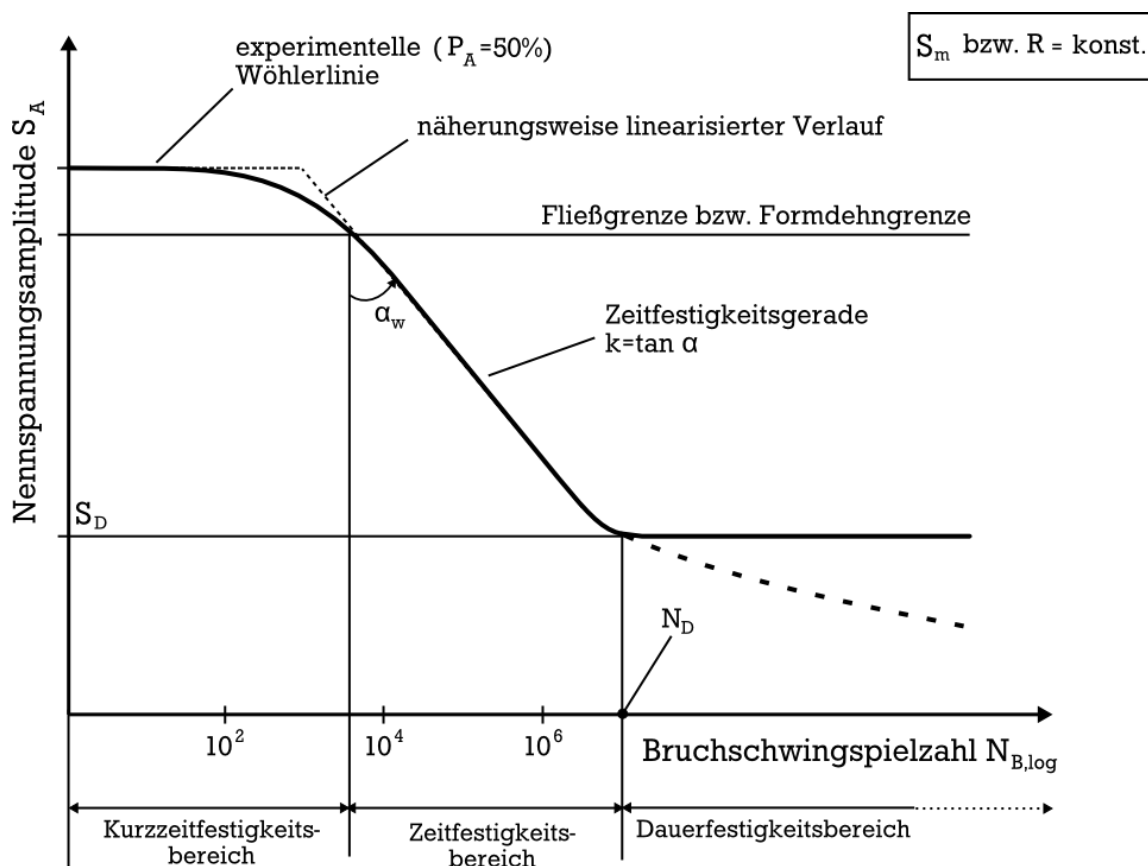


Abbildung 2-3: Bereichsweise Darstellung eines Wöhlerdiagramms [3]

Für eine Wöhlerlinie ohne Mittelspannung ($R = -1$) wird der Übergang vom Zeitfestigkeitsbereich in den Kurzzeitfestigkeitsbereich, i. Allg. $N \leq 10^4$, auf der Ordinate durch die Fließgrenze oder Formdehngrenze gekennzeichnet. In diesem Bereich verläuft die Wöhlerlinie horizontal und schneidet die vertikale Achse bei einmaliger Beanspruchung bei der Zugfestigkeit oder der statischen Formfestigkeit [6]. Die Knickschwingspielzahl N_K ist definiert als die zum Schnittpunkt der Zeitfestigkeitsgeraden und der Dauerfestigkeitsgeraden gehörige Schwingspielzahl.

Es ist typisch für Schwingfestigkeitsversuche, dass die Bruchschwingspielzahlen technisch gleicher Proben bzw. Bauteile unter gleichen Bedingungen erheblich streuen. Die Erklärung liegt in einer Vielzahl nicht erfasster oder nicht erfassbarer und damit auch nicht kontrollierbarer Einflüsse. In dieser Arbeit wird meistens die Wöhlerlinie mit einer Überlebenswahrscheinlichkeit von $P = 50\%$ angegeben. Teilweise werden für experimentell ermittelte Wöhlerdiagramme zusätzlich eine 90%- sowie eine 10%-Wöhlerlinie angegeben. Sie begrenzen das Streuband der eigentlichen Wöhlerlinie, die Streubreite ist definiert als:

$$1/T = \frac{P_{\ddot{U}90\%}}{P_{\ddot{U}10\%}}. \quad (2.7)$$

Zum Begriff der Dauerfestigkeit bei Gewindeverbindungen

In der Vergangenheit wurde die Dauerfestigkeit von Schraubenverbindungen nach der VDI Richtlinie 2230 bei einer Schwingspielzahl von $N_G = 2 \cdot 10^6$ festgelegt. Aufgrund von neueren Veröffentlichungen [7] ist der Begriff der Dauerfestigkeit seit einigen Jahren sehr umstritten. Werkstoffe, bei denen bisher von einer Dauerfestigkeit im Bereich von $N_G = 5 \cdot 10^6$ bis $1 \cdot 10^7$ Schwingspiele ausgegangen wurde, zeigten auch nach $1 \cdot 10^7$ Schwingspielen einen Abfall der Schwingfestigkeit [8]. Die in **Abbildung 2-4** dargestellte zweifache Wöhlerlinie nach [9, 10, 11] ist für den Bereich I und II bis zu Schwingspielzahlen $N = 1 \cdot 10^7$ gut untersucht. Der Abfall der Schwingfestigkeit bei sehr hohen Schwingspielzahlen, im Bereich III für Schwingspielzahlen $N > 1 \cdot 10^7$, geht meist mit einer Veränderung des Versagensmechanismus einher. Das Versagen geht in diesem Bereich meistens von inneren Defekten aus und wird durch Versuche von [9] an ungekerbten und leicht gekerbten Rundproben aus dem Werkstoff 42CrMoS4 mit einem Spannungsverhältnis von $R = 0,1$ bestätigt. Aktuelle Forschungsarbeiten konzentrieren sich auf den Bereich IV.

In [10] wurden Wöhlerversuche an Stahlschrauben bis $5 \cdot 10^7$ Schwingspiele durchgeführt. Hier zeigten sich weder späte Brüche noch Bruchausgänge vom Proben-

inneren aus. In dem Schwingenspielzahlbereich über $5 \cdot 10^7$ Schwingenspiele sind keine Versuchsergebnisse an Stahlschrauben bekannt, der Begriff Dauerfestigkeit kann daher weder bestätigt noch widerlegt werden. Für die in dieser Arbeit durchgeführten Untersuchungen wird der Begriff Dauerfestigkeit für Proben, die im Wöhlerversuch bei einer vorgegeben Spannungsamplitude eine Grenzschwingenspielzahl von $N_G = 1 \cdot 10^7$ Schwingenspielen erreicht haben, verwendet.

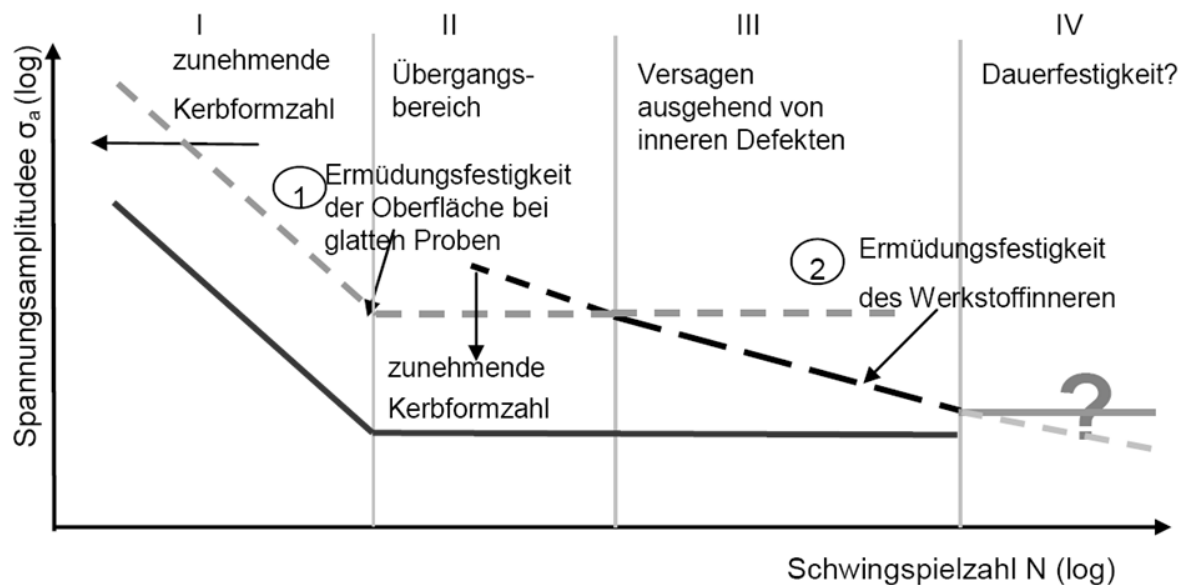


Abbildung 2-4: Verlauf der Ermüdungsfestigkeit bis in den VHCF-Bereich in Abhängigkeit der Kerbschärfe von [9] in Anlehnung an [11] [12]

Dehnungswöhlerlinie

Wöhlerversuche können kraft geregelt oder dehnungsgeregelt durchgeführt werden. Bei höherer Beanspruchung einer gekerbten Probe liegt ein nichtlinearer Zusammenhang zwischen örtlicher Spannung und örtlicher Dehnung in der Kerbe vor.

Im Gegensatz zu einem kraft geregelten Wöhlerversuch wird bei einem dehnungsgeregelten Wöhlerversuch die Dehnungsamplitude konstant gehalten. Das Ergebnis des Versuches wird in Form einer Dehnungswöhlerlinie dargestellt. Hier wird auf der vertikalen Achse die ertragbare Dehnungsamplitude ε_a und auf der horizontalen Achse die zugehörige Bruchschwingenspielzahl N_B dargestellt (**Abbildung 2-5**).

Wie in der doppeltlogarithmischen Darstellung in **Abbildung 2-5** ersichtlich ist, lässt sich die Dehnungswöhlerlinie in einen elastischen und in einen plastischen Anteil separieren. Nach Coffin, Manson und Morrow [13] gilt für die ertragbare Dehnungsamplitude ε_a in Abhängigkeit von der Bruchschwingenspielzahl N :

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{a,el} + \varepsilon_{a,pl} = \frac{\sigma_f'}{E}(2N)^b + \varepsilon_f'(2N)^c \quad (2.8)$$

Die Gleichung setzt sich zusammen aus den vier Parametern Schwingfestigkeitskoeffizient σ_f' , Duktilitätskoeffizient ε_f' , Schwingfestigkeitsexponent b und zyklischem Duktilitätsexponent c . Diese lassen sich wie im Falle der zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kurve (kurz: ZSDK) aus Werkstofftabellen ablesen oder direkt anhand des Uniform-Material-Law (UML) abschätzen (**Tabelle 2-4**).

Zyklisches σ - ε -Verhalten

Der Beanspruchungsablauf eines dehnungsgeregelten Wöhlerversuches wird in Form von Hystereseschleifen dargestellt. Eine solche Hystereseschleife mit einer von Null verschiedenen Mitteldehnung ε_m und den zugehörigen Kennwerten ist in **Abbildung 2-6** dargestellt. Die Dehnungsamplitude ε_a lässt sich in einen elastischen und in einen plastischen Anteil aufteilen. Unter Berücksichtigung des Hookeschen Gesetztes im elastischen Bereich gilt insgesamt folgender Zusammenhang:

$$\varepsilon_a = \varepsilon_{a,el} + \varepsilon_{a,pl} = \frac{\sigma_a}{E} + \varepsilon_{a,pl} \quad (2.9)$$

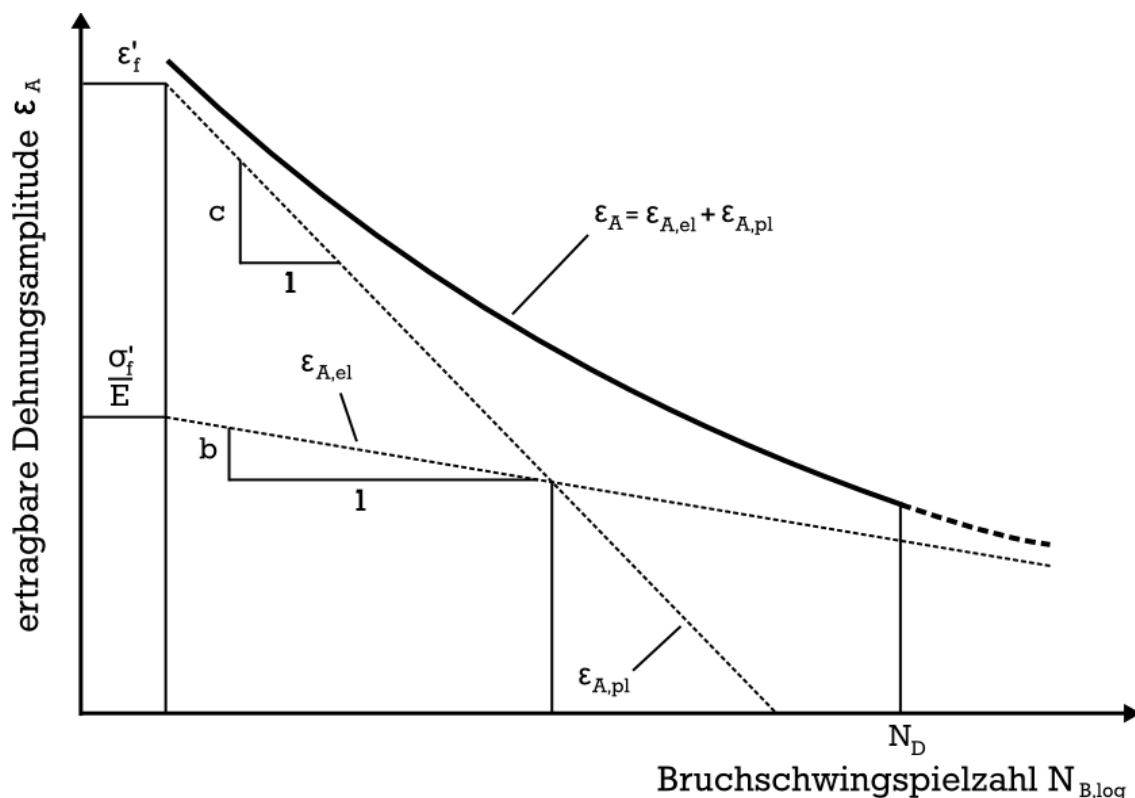


Abbildung 2-5: Dehnungswöhlerlinie mit Kennwerten [3]

Die in Abbildung 2-6 dargestellte Hystereseschleife stellt die Spannungs-Dehnungs-Kurve für eine bestimmte Dehnungsamplitude $\varepsilon_a = \text{konst.}$ dar. Um das zyklische Spannungs-Dehnungs-Verhalten der Vergleichsprobe vollständig zu erfassen, werden Hystereseschleifen für mehrere Dehnungsamplituden $\varepsilon_{a,i}$ bei rein wechselnder Zug-Druck-Beanspruchung ($R = -1$) ermittelt. Es ergeben sich bei insgesamt n Dehnungsamplituden n zugeordnete Hystereseschleifen (**Abbildung 2-7**). Die ZSDK resultiert aus der Verbindung der Umkehrpunkte der zyklisch stabilisierten Hystereseschleifen und repräsentiert das Spannungs-Dehnungs-Verhalten der Vergleichsprobe unter zyklischer Beanspruchung. Die ZSDK ist in Abbildung 2-7 schematisch im Vergleich mit der zügigen (statischen) Spannungs-Dehnungs-Kurve dargestellt. Weist die ZSDK gegenüber der zügigen Kurve für gleiche Dehnungen höhere Spannungen auf, liegt ein verfestigendes Werkstoffverhalten vor. Ein entfestigendes Werkstoffverhalten liegt vor, wenn die ZSDK gegenüber der zügigen Kurve geringere Spannungen aufweist. Anhand des Dreiparameteransatzes nach Ramberg und Osgood lässt sich die ZSDK mathematisch beschreiben [6]:

$$\varepsilon_a = \frac{\sigma_a}{E} + \left(\frac{\sigma_a}{K'} \right)^{\frac{1}{n'}} . \quad (2.10)$$

Darin ist E der Elastizitätsmodul, K' der Verfestigungsexponent und n' der zyklische Verfestigungsexponent. Mithilfe der gemessenen Werte aus einem zyklischen Spannungs-Dehnungsversuch und anschließender Regressionsanalyse können die beiden Parameter K' und n' ermittelt werden. Eine weitere Möglichkeit besteht in der rechnerischen Ermittlung der Kennwerte mit Hilfe des UML. Demnach errechnen sich die Parameter K' und n' nur aus den beiden Werkstoffkennwerten statische Zugfestigkeit R_m und Elastizitätsmodul E (**Tabelle 2-3** und Tabelle 2-4) [14].

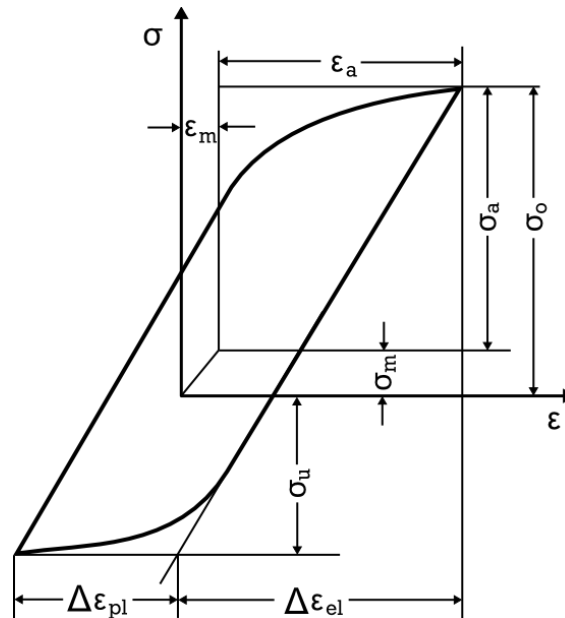


Abbildung 2-6: Hystereseschleife mit Kennwerten [3]

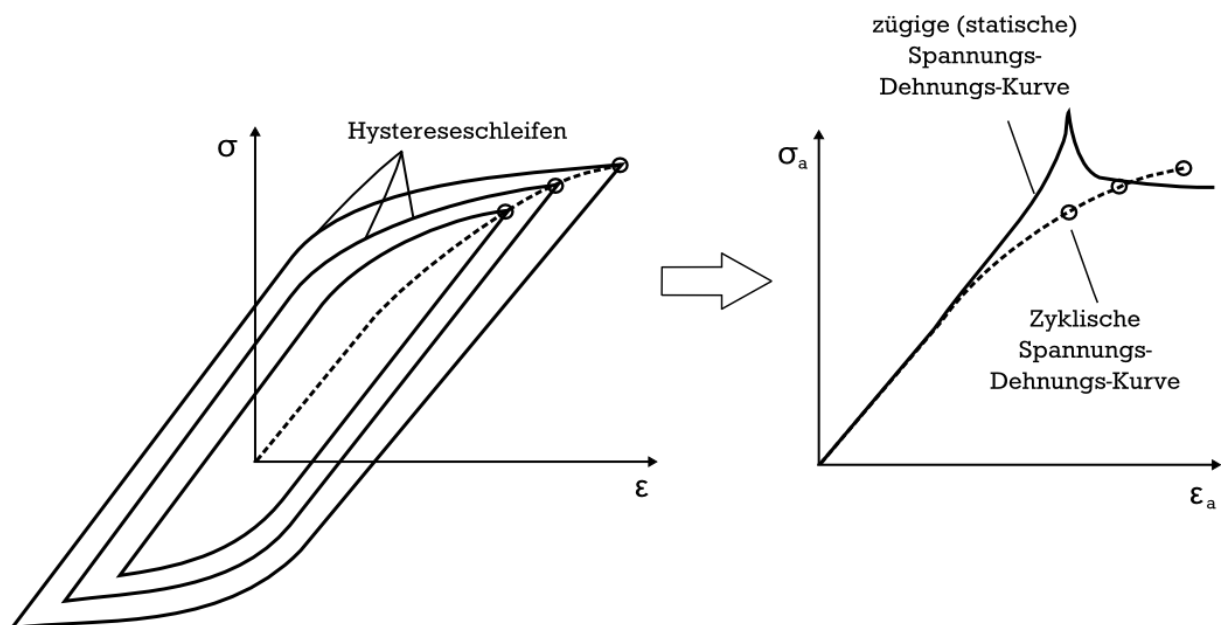


Abbildung 2-7: Herleitung der zyklischen Spannungs-Dehnungskurve [3]

Incremental Step Test (IST)

Durch den Incremental-Step-Test kann die zyklische Spannungs-Dehnungs-Kurve (ZSDK) eines Werkstoffes schneller und weniger aufwändig als durch dehnungskontrollierte Wöhlerversuche bestimmt werden.

Beim IST wird die Dehnungsamplitude stufenweise bis zu einem Größtwert gesteigert und stufenweise wieder vermindert; dieses wird als Block bezeichnet. Dabei

vollziehen sich etwaige zyklische Ver- oder Entfestigungen des Werkstoffs in ähnlicher, aber nicht unbedingt gleicher Weise wie im dehnungskontrollierten Wöhler-versuch [15]. Der IST gehört zu den Schwingfestigkeitsversuchen mit mehrstufiger Beanspruchung. Er bietet den Vorteil, für die Erstellung der ZSDK einen geringeren Probenumfang zu benötigen als dehnungskontrollierte Versuche mit einstufiger Beanspruchung.

Tabelle 2-3: UML für die Kennwerte der zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kurve

unlegierte und niedrig legierte Stähle	Al- und Ti-Legierungen
$K' = 1,65 \cdot R_m$	$1,61 \cdot R_m$
$n' = 0,15$	0,11

Tabelle 2-4: UML für die Kennwerte der Dehnungswöhlerlinie

unlegierte und niedrig legierte Stähle	Al- und Ti-Legierungen
$\sigma'_f = 1,50 \cdot R_m$	$1,67 \cdot R_m$
$b = -0,087$	-0,095
$\varepsilon'_f = 0,59 \cdot \Psi$	0,35
$c = -0,58$	-0,69
$\varepsilon_D = 0,45 \cdot R_m/E + 1,95 \cdot 10^{-4} \cdot \Psi$	$0,42 \cdot R_m/E$
$N_D = 5 \cdot 10^5$	$1 \cdot 10^6$
$\Psi = \begin{cases} 1 & \text{für } R_m/E \leq 3 \cdot 10^{-3} \\ (1,375 - 125 \cdot R_m/E) \geq 0 & \text{für } R_m/E > 3 \cdot 10^{-3} \end{cases}$	

Das Aufbringen der zyklischen Beanspruchung erfolgt mit Blöcken zu etwa 40 Schwingspielen. Folgende Variante ist hierbei verbreitet: Zuerst wird mit einer vorgegebenen Dehnungsgeschwindigkeit die statische Spannungs-Dehnungs-Kurve aufgezeichnet, anschließend wird vom Größtwert der Dehnungsamplitude mit zuerst abnehmender und dann wieder auf den Größtwert zunehmender Schwingbreite belastet.

Einfluss der Mittelspannung

Der Einfluss der Mittelspannung auf die Schwingfestigkeit wird üblicherweise in Haigh- oder Smith-Schaubildern dargestellt, in diesen wird die zulässige Ober- bzw. Unterspannung über der Mittelspannung aufgetragen. Wegen der besseren Übersichtlichkeit wird bevorzugt das Haigh-Diagramm [16] verwendet; hier wird die Spannungsamplitude über der Mittelspannung aufgetragen (**Abbildung 2-8**).

Die FKM-Richtlinie [17] teilt das Haigh-Diagramm mit Hilfslinien für positive Mittelspannungen in drei Bereiche ein. Die Steigung der jeweiligen Geraden ist eine Funktion der Mittelspannungsempfindlichkeit M , die nach [18] zu

$$M = \frac{S_a(R = -1) - S_a(R = 0)}{S_m(R = 0)} \quad (2.11)$$

definiert wurde. In **Abbildung 2-9** sind die Mittelspannungsempfindlichkeiten verschiedener Stahl- und Aluminiumwerkstoffe dargestellt. Sie sind abhängig von der Zugfestigkeit und der Werkstoffgruppe und werden in der FKM-Richtlinie [17] nach

$$M_{\sigma} = a_M \cdot 10^{-3} \cdot \frac{R_m}{MPa} + b_m \quad (2.12)$$

berücksichtigt, wobei die Konstanten a_M und b_m von der Werkstoffgruppe und der Zugfestigkeit R_m abhängig sind. Die Vorgänge des zyklischen Kriechens und der zyklischen Mittelspannungsrelaxation müssen nach [19] von der zyklischen Ver- und Entfestigung deutlich unterschieden werden. Herrscht im dehnungskontrollierten Versuch eine Mitteldehnung $\varepsilon_m \neq 0$, die in einer Mittelspannung $\sigma_m \neq 0$ resultiert, welche im Laufe des Versuchs abgebaut wird, wird dieser Vorgang als zyklische Mittelspannungsrelaxation bezeichnet (**Abbildung 2-10**).

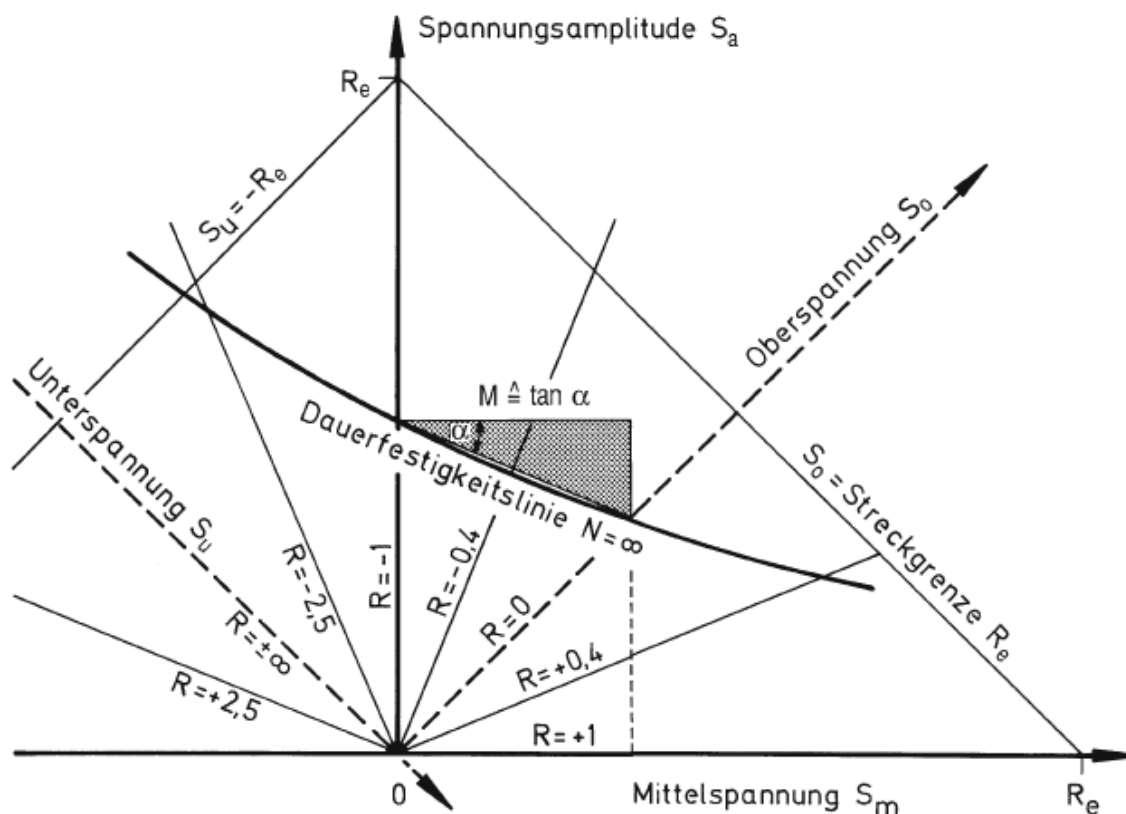


Abbildung 2-8: Schematische Darstellung des Haigh-Diagramms [15]

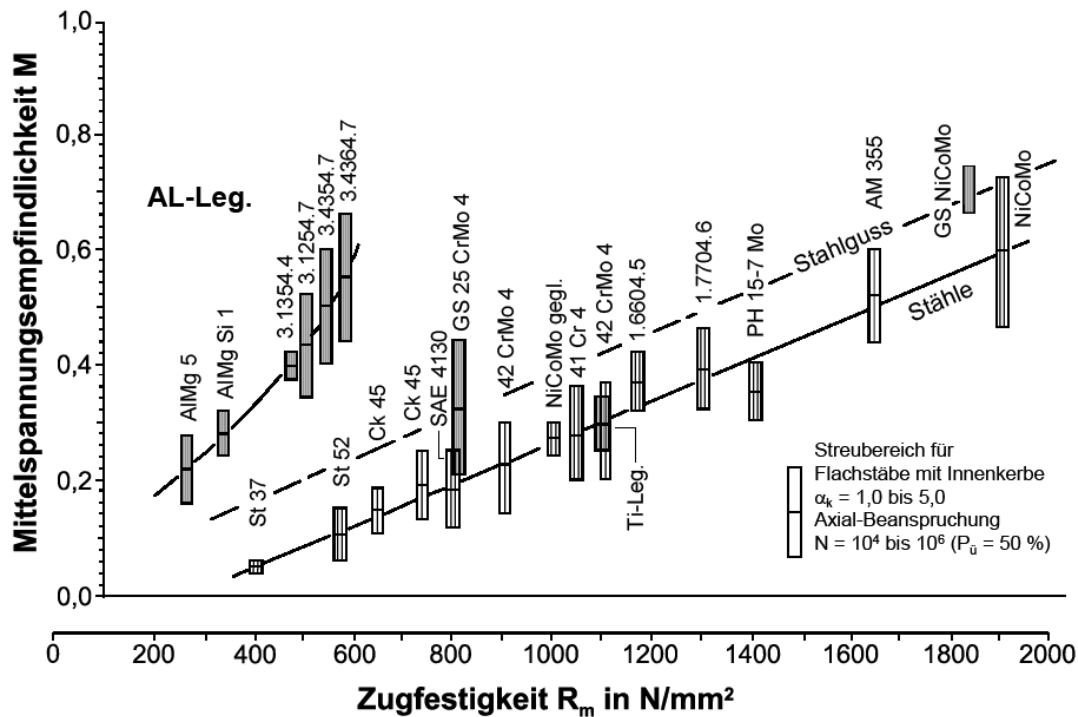


Abbildung 2-9: Mittelspannungsempfindlichkeit M verschiedener Stahl-, Eisenguss und Aluminiumwerkstoffe, nach Sonsino [15]

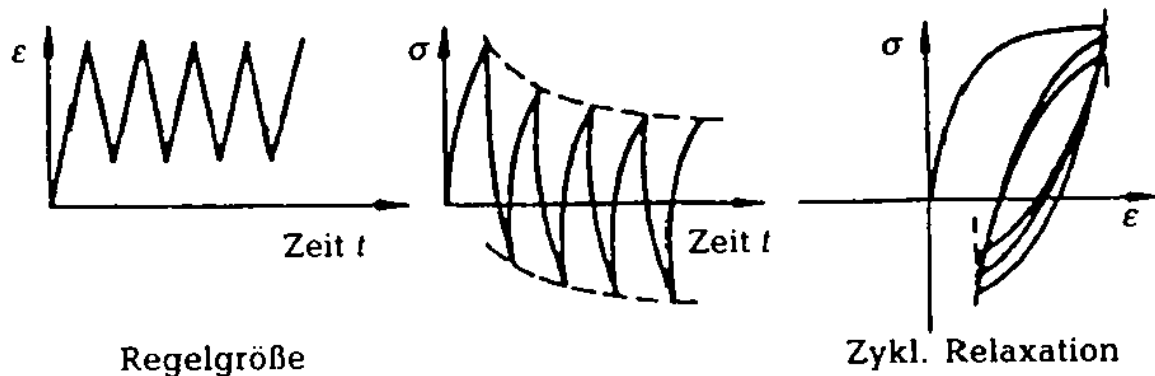


Abbildung 2-10: Zyklische Mittelspannungsrelaxation nach [19]

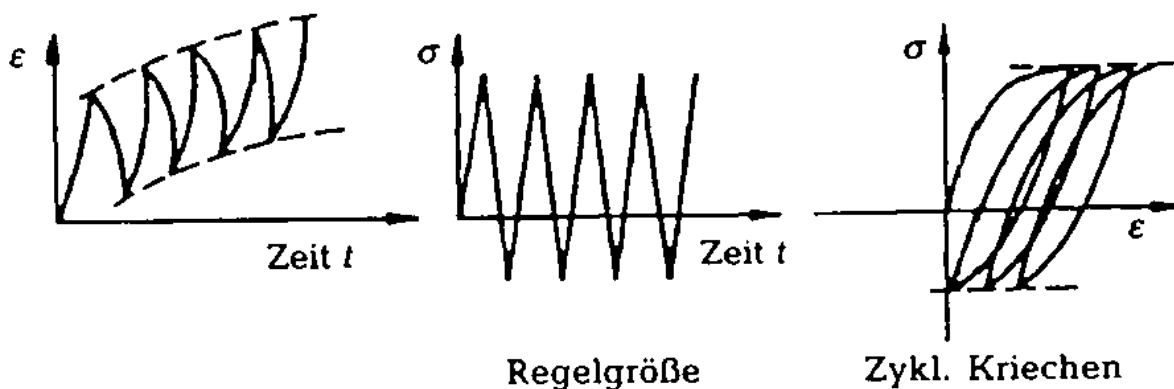


Abbildung 2-11: Zyklisches Kriechen nach [19]

Wird der spannungskontrollierte Versuch mit einer Mittelspannung $\sigma_m \neq 0$ durchgeführt, reagiert der Werkstoff oft mit einer Zunahme der Mitteldehnung ε_m . Dieses sogenannte zyklische Kriechen ist im $\sigma - \varepsilon$ -Diagramm durch die Verschiebung der Hysterese in horizontaler Richtung gekennzeichnet (**Abbildung 2-11**). Die Verschiebung der Hysterese resultiert aus der Zunahme der plastischen Deformation; dieses Phänomen wird auch als „Ratchetting“ bezeichnet. Zyklische Relaxation und zyklisches Kriechen unterliegen dem gleichen Mechanismus, werden jedoch durch eine unterschiedliche Versuchsführung verursacht.

In der klassischen Anwendung des örtlichen Konzeptes (siehe Kapitel 2.5.2) werden transiente Vorgänge des zyklischen Kriechens und der zyklischen Mittelspannungsrelaxation durch den in der Berechnung zugrunde gelegten zyklisch stabilisierten Werkstoffzustand nicht berücksichtigt.

2.2 Örtliche Spannung, Formzahl und Kerbwirkung

In den folgenden Ausführungen soll ein kurzer Einblick in die an den kritischen Stellen des Bauteils auftretenden Spannungen und deren Auswirkungen bei Schwingbeanspruchung vermittelt werden. Im Falle einer Gewindeverbindung ist es z.B. der erste tragende Gewindegang des funktionsbedingten Gewindes. Kerben führen zu einer inhomogenen Spannungsverteilung über den Bauteilquerschnitt (**Abbildung 2-12**). Weiterhin kommt es zur Ausbildung eines Spannungsmaximums σ_{max} im Kerbgrund, im Vergleich zur ungekerbten Probe liegt im Kerbgrund außerdem ein mehrachsiger Spannungszustand vor. Der Kennwert zur quantitativen Beschreibung der Kerbwirkung ist die Formzahl K_t . Sie ist definiert als der Quotient aus der Maximalspannung σ_{max} im Kerbgrund und der Nennspannung $S_N = F/A_N$.

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{S_N} . \quad (2.13)$$

Die Formzahl K_t ist nur für den elastischen Bereich gültig und ist abhängig von Geometrie und Beanspruchungsart, jedoch nicht vom Werkstoff [3]. Je schärfer die Kerbe ausgebildet ist, desto größer ist auch die Formzahl K_t . Die Formzahl K_t lässt sich numerisch oder experimentell ermitteln. Bei Schrauben entspricht der Nennspannungsquerschnitt A_N dem Spannungsquerschnitt A_S , der sich anhand einer empirisch ermittelten Formel wie folgt berechnen lässt:

$$A_S = \frac{\pi}{4} d_s^2 = \frac{\pi}{4} \left(\frac{d_2 + d_3}{2} \right)^2 . \quad (2.14)$$

Darin sind d_2 der Flankendurchmesser und d_3 der Kerndurchmesser der Schraube. Da insbesondere bei gekerbten Bauteilen nur Teilbereiche maximal beansprucht werden, kommt es durch die benachbarten geringer beanspruchten Gebiete zu einer Stützwirkung. Die örtliche Beanspruchbarkeit und damit auch die örtliche Dauerfestigkeit gekerbter Proben $\sigma_{a,D,gekerbt}$ ist damit höher als die Beanspruchbarkeit glatter Proben $\sigma_{a,D,glatt}$. Diese Tatsache lässt sich durch die Kerbwirkungszahl K_f oder die Stützzahl n_σ ausdrücken:

$$K_f = \frac{\sigma_{a,D,glatt}}{\sigma_{a,D,gekerbt}} = \frac{K_t}{n_\sigma}, \text{ mit } n_\sigma \geq 1. \quad (2.15)$$

Für die Abschätzung der Stützwirkung existieren Berechnungsmodelle wie beispielsweise der Ansatz Siebel/Stiehler [20]. Die Stützzahl wird hier aus dem bezogenen Spannungsgradienten \bar{G}_σ (auch als χ^* bezeichnet) des Spannungsverlaufs in das Bauteilinnere abgeschätzt (Abbildung 2-13). Dieser Ansatz ist auch in der FKM-Richtlinie Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile [17] in der Form

$$n_\sigma = 1 + \sqrt[4]{\bar{G}_\sigma \cdot [mm]} \cdot 10^{-\left(\alpha_G + \frac{R_m}{b_G [MPa]}\right)} \quad (2.16)$$

mit

$$\bar{G}_\sigma = \frac{1}{\sigma_{max}} \left(\frac{d\sigma}{dx} \right)_{max} \quad (2.17)$$

enthalten, und wird hier für den bei Schrauben interessanten Bereich $\bar{G}_\sigma > 1 \text{ mm}^{-1}$ angegeben. Die Konstanten a_G und b_G sind werkstoffabhängig. Für Stahl gilt $a_G = 0,5$ und $b_G = 2700$ nach [17].

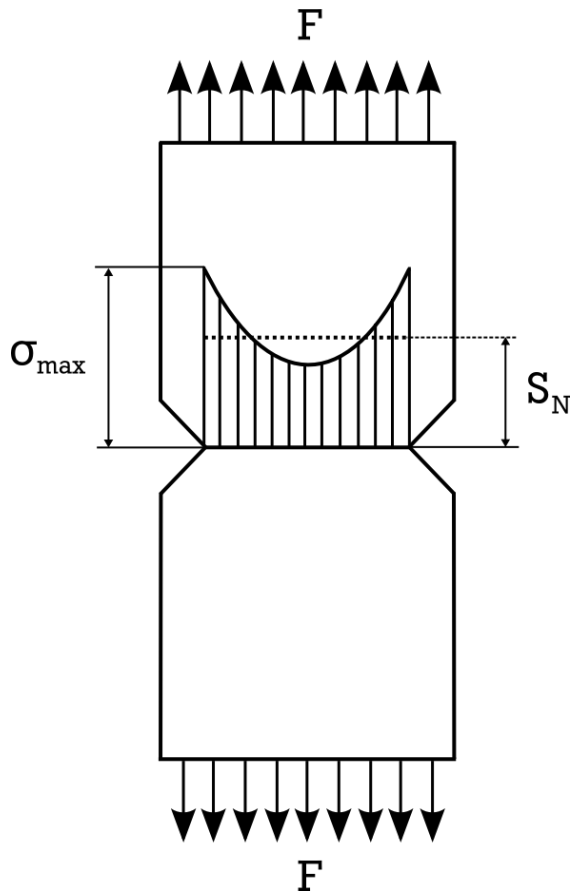


Abbildung 2-12: Spannungsverteilung in einem gekerbten Zugstab

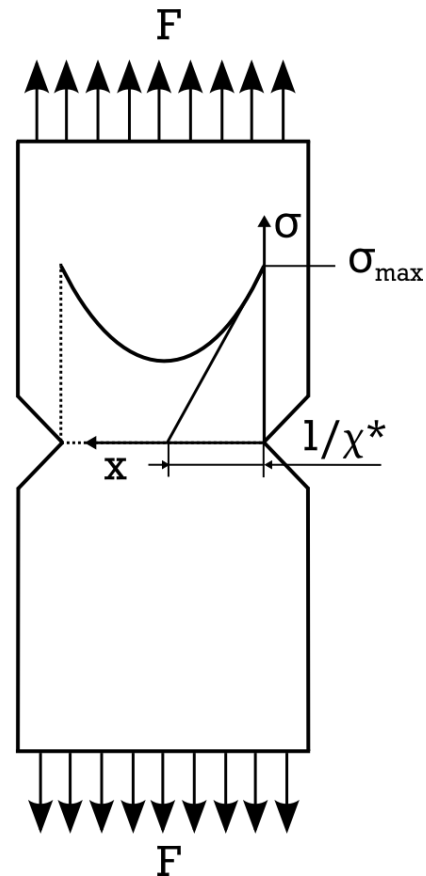


Abbildung 2-13: Spannungsgradient in einem gekerbten Zugstab

2.3 Gewindeverbindungen

Die Schwingfestigkeitseigenschaften einer Gewindeverbindung werden wesentlich durch das funktionsbedingte Gewinde beeinflusst. Die in dieser Arbeit untersuchten Schraube-Mutterverbindungen und die Zugmutterverbindung weisen alle nach DIN 13 genormte metrische ISO-Gewinde auf [21], die Düsenspannmutterverbindung hat ein Feingewinde. In **Abbildung 2-14** sind die wichtigsten Bestimmungsgrößen des genormten Gewindes dargestellt. Aus dem scharf gekerbten Gewinde resultiert immer eine Spannungsüberhöhung im Gewindegrund, diese kann bereits bei einer relativ geringen Schraubenvorspannkraft F_V zu örtlicher Überschreitung der Fließgrenze $R_{p0,2}$ führen. Gewindeverbindungen werden in der Praxis dauerhaft ausgelegt.

In dieser Arbeit wurden klassische Schraube-Mutterverbindungen der Festigkeitsklassen (kurz: Fk) 5.6 und 10.9 untersucht, welche die nach DIN ISO 898 definierten Bereiche der Festigkeitseigenschaften (**Tabelle 2-5**) aufweisen müssen.

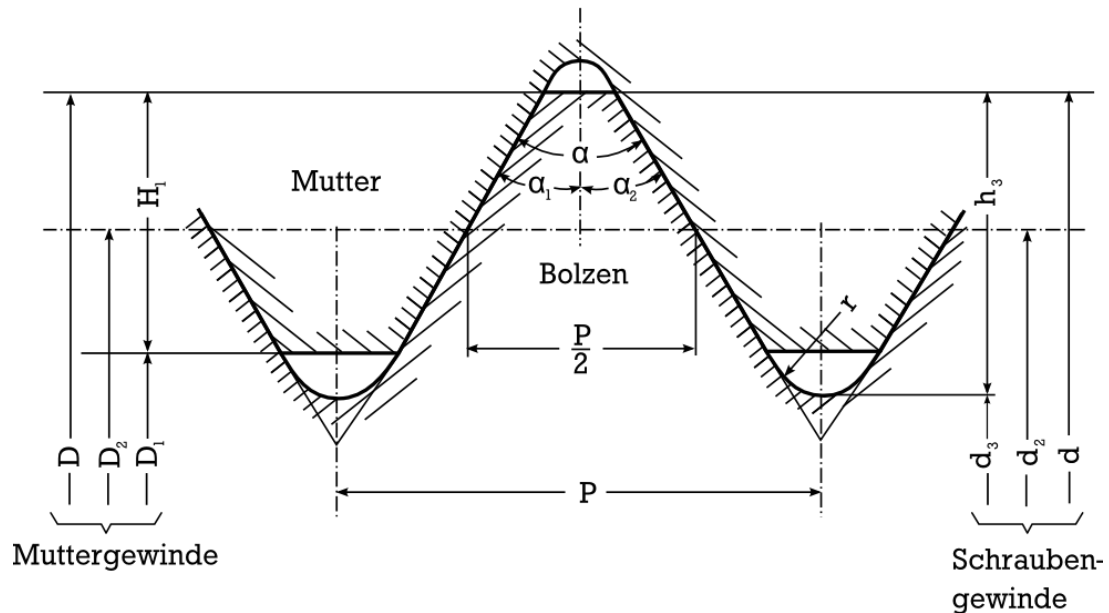


Abbildung 2-14: Größen eines metrischen ISO-Gewindes nach DIN 13 [21]

Tabelle 2-5: Festigkeitseigenschaften von Schrauben nach DIN EN ISO 898 Teil 1 [22]

Festigkeitsklasse	5.6	10.9
$R_{m,min}$ (MPa)	500	1000
$R_{p0,2\%,min}$ (MPa)	300	900

Tabelle 2-6: Bestimmungsgrößen für zylindrische Gewinde nach DIN 13 [21]

Bestimmungsgröße	Symbol
Außendurchmesser	d bzw. D
Flankendurchmesser	d_2 bzw. D_2
Kerndurchmesser	d_3 bzw. D_3
Gewindesteigung	P
Flankenwinkel	α
Teilflankenwinkel	α_1 bzw. α_3
Gewindeausrundungsradius	r
Gewindetiefe	h_3
Flankenüberdeckung	H_1

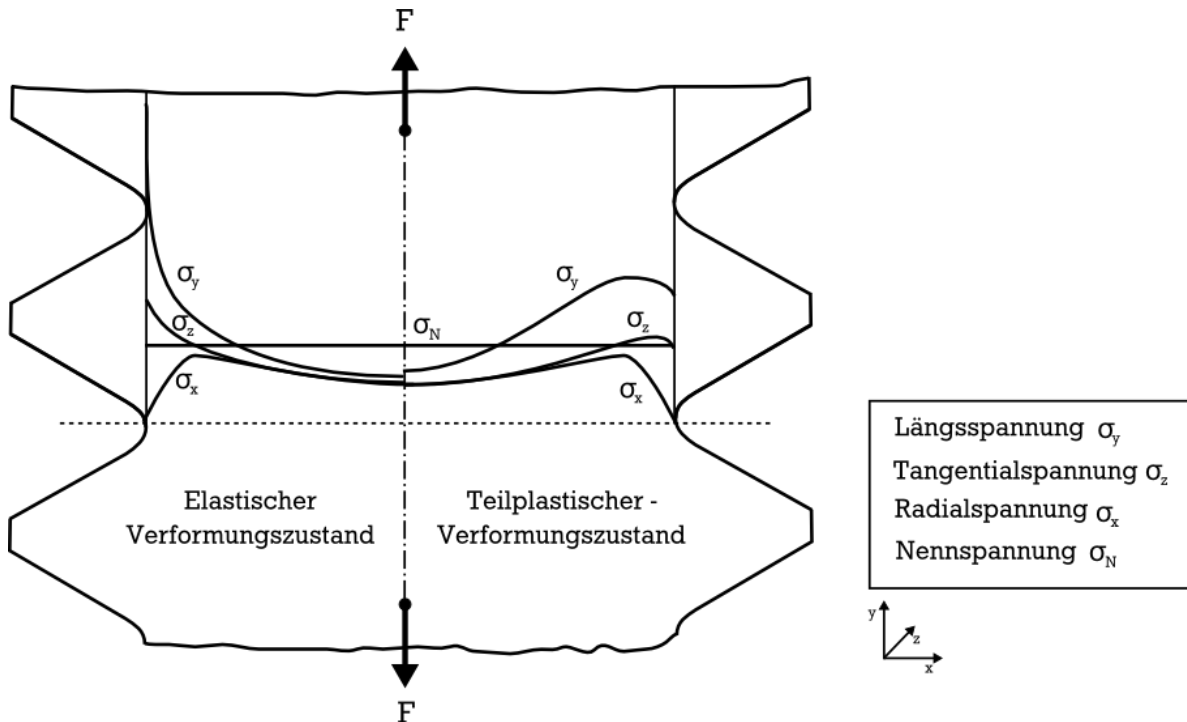


Abbildung 2-15: Skizze des dreiachsigen Spannungszustandes im Gewindegrund eines Schraubenbolzens bei axialer Zugkraft F [23]

Im Gewindegrund kommt es zur Ausbildung eines dreiachsigen Spannungszustandes. In **Abbildung 2-15** ist die Spannungsverteilung am Gewindegang eines Schraubenbolzens schematisch dargestellt. Die dargestellte Spannungsverteilung resultiert aus einer rein axialen Zugkraft der nicht eingeschraubten Schraube. In einer Schraube-Mutterverbindung im eingeschraubten Zustand liegt hingegen ein gepaartes Gewinde vor. Der höchstbeanspruchte Ort einer Schraube-Mutterverbindung ist im Allgemeinen der erste tragende Gewindegang [23]. Das Spannungsmaximum des Schraubenbolzens ist in Folge der Kerbwirkung nicht im Gewindegrund des Durchmessers d_3 , sondern ist vom Gewindegrund aus um etwa 30° zur belasteten Gewindeflanke hin versetzt [24]. Die Formzahl einer Schraube beträgt $K_t = 4$ bis 10 [23], die zyklische Beanspruchbarkeit einer Gewindeverbindung kann daher gegenüber der statischen Beanspruchbarkeit um bis zu 90% geringer ausfallen [23].

2.4 Örtliche Bewertung von Gewindeverbindungen

Für Schrauben existieren verschiedene Ansätze zur analytischen Bestimmung der Schwingfestigkeit. Im Folgenden wird eine Übersicht gegeben.

Bereits 1979 wurde von Otakti [25] der Einfluss der Gewindegeometrie auf die Dauerfestigkeit abgeschätzt. Die Abschätzung erfolgt auf Basis eigener analytischer

Berechnungen der Kerbformzahl. Die Gewindegeometrie wird über einen Ansatz, der neben dem bezogenen Spannungsgradienten auch einen werkstoffabhängigen Parameter ε_o enthält, in die Kerbwirkungszahl umgerechnet. Die Gewindesteigung, die Mutterhöhe und der Ausrundungsradius werden über den Kehrwert der Kerbwirkungszahl in ihrem Einfluss auf die Dauerfestigkeit bewertet.

Von Königsmann [26] wurden Ergebnisse aus eigenen Schwingversuchen an großen Schraubengewinden und Literaturwerte mit analytisch bestimmten Kerbformzahlen nach Neuber verglichen. Zur Bestimmung der Kerbwirkungszahl aus Versuchen wird die mittelspannungsabhängige Werkstoffdauerfestigkeit auf die Dauerfestigkeit des Schraubengewindes bezogen. Das Verhältnis zwischen Kerbform- und Kerbwirkungszahl wird als Kriterium zur Bewertung der rechnerischen Abschätzung der Dauerfestigkeit verwendet. Es entspricht einer experimentell ermittelten Stützzahl. Die Auftragung über dem Nenndurchmesser zeigt für kleinere Abmessungen einen plausiblen Rückgang der Stützzahl mit steigendem Nenndurchmesser. Die aus Versuchen bestimmten Stützzahlen zeigen jedoch eine entgegengesetzte Abhängigkeit. Außerdem sind starke Streuungen der Stützzahl für Schrauben gleicher Abmessung erkennbar. Dieses uneinheitliche Verhalten wird mit der Vernachlässigung des Oberflächenzustands, der Herstellung und der Vorspannkraft erklärt.

Die Untersuchungen von Dragoni [27] liefern einen Beitrag zur Bewertung der Dauerfestigkeit von Schraubengewinden unterschiedlicher Steigungen. Die Kerbformzahl wird mit einem analytischen Ansatz bestimmt, der zuvor mit Hilfe von axial-symmetrischen Simulationen und mit Ergebnissen aus photoelastischen Messungen verifiziert wurde. Unter Verwendung eines Ansatzes zur Berücksichtigung der Kerbempfindlichkeit wird aus der Kerbformzahl die Kerbwirkungszahl abgeleitet. Da die Kerbempfindlichkeit neben dem Ausrundungsradius auch von der Werkstofffestigkeit abhängt, kann der Steigungseinfluss auf die Dauerfestigkeit auch für unterschiedliche Schraubenfestigkeitsklassen angegeben werden. Die berechneten Kerbwirkungszahlen werden für verschiedene Festigkeitsklassen in Abhängigkeit der Steigung und des Nenndurchmessers in Form von Diagrammen angegeben. Ein Vergleich mit Versuchsergebnissen zum Steigungseinfluss für unterschiedliche Festigkeitsklassen bestätigt die berechneten Tendenzen.

Von Bercea [28] werden örtliche Beanspruchungen aus elastisch-plastischen FEM – Simulationen für die Abschätzung der Dauerfestigkeit verwendet. Dabei wird die Stützwirkung in Abhängigkeit des bezogenen Spannungsgradienten bestimmt. Verschiedene Einflüsse, wie der Elastizitätsmodul der Mutter, die Einschraubtiefe und

die Festigkeit des Schraubenwerkstoffs, werden untersucht und mit ausgewählten Schwingversuchen aus der Literatur verglichen. Der Vergleich zeigt teilweise ähnliche Tendenzen, aber auch erhebliche Abweichungen.

Gorsitzke [29] stellt einen analytischen Ansatz zur Berechnung von Hydrospeichern oder ähnlichen verschraubten Druckbehältern vor. Dieser Ansatz greift auf analytische Berechnungsverfahren für die Lastverteilung und die Kerbspannungen im Gewindegrund zurück. An einigen Stellen werden diese für die vorliegenden Spezialanwendungen modifiziert. Der Vergleich zu Ergebnissen aus axialsymmetrischen Simulationen zeigt eine gute Genauigkeit des verwendeten Ansatzes. Der Schwingfestigkeitsnachweis erfolgt unter Verwendung der im Druckbehälterbau geltenden Richtlinien. Die Berechnungsergebnisse für einen Aluminiumdruckbehälter werden Ergebnissen aus Schwingversuchen gegenübergestellt. Hierbei wird deutlich, dass der vorgestellte Ansatz eine konservative Aussage liefert.

Auch von Rauscher [30] wird eine Schwingfestigkeitsbewertung von Verschraubungen, wie sie im Druckbehälterbau vorkommen, durchgeführt. Mit Hilfe von axialsymmetrischen Modellen werden verschiedene geometrische Einflüsse auf die Maximalspannungen im Gewindegrund ermittelt. Auf Basis der FE-Berechnungen wird ein pauschaler Kerbfaktor von 5 vorgeschlagen. Der Schwingfestigkeitsnachweis erfolgt unter Berücksichtigung der örtlichen Spannungserhöhungen auf Basis von Strukturspannungen.

Alt [31] schlägt eine für elastisch-idealplastisches Werkstoffverhalten vereinfachte Form des Schädigungsparameters von Smith, Watson und Topper [32] zur Schwingfestigkeitsberechnung von Schrauben auf Basis örtlich elastisch-plastischer Beanspruchungen vor. Eine Verifizierung dieses Ansatzes erfolgt nicht. In [33] wird die Lebensdauer mit Hilfe eines speziellen FE-Programmmoduls berechnet. Dies führt bei den durchgeführten Untersuchungen zu befriedigenden Ergebnissen, durch die Nutzung der Software als eine Art „Black Box“ bleibt die Berechnung jedoch wenig transparent.

Bei den zuvor beschriebenen Untersuchungen wurden vor allem spezielle Fragestellungen oder einzelne Gewindeparameter behandelt. Erste Ansätze für eine eher grundsätzliche Diskussion der Schwingfestigkeit von Schraubengewinden vor dem Hintergrund örtlich elastisch-plastischer Beanspruchung sind von Seybold [34] durchgeführt worden. Hier wird der Schädigungsparameter nach Smith, Watson und Topper zur Bestimmung der Dauerfestigkeit von Schrauben verwendet. Die Grundlage bilden mit der Finite-Elemente-Methode (FEM) berechnete örtliche elastisch-

plastische Spannungs- und Dehnungsverläufe. Eine Stützwirkung durch den stark abfallenden Spannungsgradienten wird mit Hilfe der Stützzahl nach [17] berücksichtigt. Grundlage für die Schraubendauerfestigkeit ist die Werkstofffestigkeit, die sowohl aus experimentell ermittelten Werten als auch aus Näherungsformeln wie dem Uniform Material Law bestimmt wird. Des Weiteren wurden in [34] verschiedene Toleranzeinflüsse (z.B. Steigungsdifferenz und unterschiedliche Flankenwinkel) untersucht. Eine pauschale Aussage über den schädigenden Einfluss solcher Toleranzunterschiede lässt sich nicht treffen, da beispielsweise durch die Schraubenvorspannung die durch Toleranzen entstehenden Spannungsspitzen ausgeglichen werden können.

Ähnliche Untersuchungen sind in [35] durchgeführt worden, wobei hier das gesamte Spektrum der rechnerischen Schraubenauslegung von der Bestimmung der Schraubenbeanspruchung in einer Verbindung bis zum zyklischen Nachweis nach verschiedenen Konzepten betrachtet wird.

In [36] wurde auf Grundlage des örtlichen Konzeptes ein FE-basiertes Auslegungskonzept für die Übertragbarkeit von Dauerfestigkeiten der Schraube-Mutterverbindung auf verspannte Systeme ermöglicht. Der Dauerfestigkeitskennwert der Beanspruchbarkeitsseite (Werkstoffseitig) wurde jedoch nicht an Werkstoffkennwerten, sondern direkt aus der Dauerfestigkeit der Schraube rechnerisch ermittelt.

In [37] wurde das Örtliche Konzept auf hochfeste Schrauben großer Abmessungen angewendet, als Grundlage für σ - ε -Kurven wurde das Uniform-Material-Law (UML) [38] herangezogen. Das Ergebnis dieser Arbeit ist, dass das Örtliche Konzept prinzipiell für die Abschätzung der Dauerfestigkeit hoch vorgespannter Schraubenverbindungen geeignet ist. Die starke, nicht konservative Abweichung der berechneten Dauerfestigkeit von der experimentell ermittelten Dauerfestigkeit wird auf das UML zurückgeführt, es wurden jedoch keine experimentellen σ - ε -Kurven des Schraubenmaterials der bewerteten Verbindungen ermittelt. Die elastisch berechneten Kerbzahlen sind jedoch im Vergleich zu weiteren Untersuchungen [34][35] deutlich geringer, dies wird in [37] auf die unterschiedlichen Lagerungen des Mutterkörpers zurückgeführt.

An den vorgestellten Arbeiten wird deutlich, dass ein breites Interesse an einer abgesicherten Vorgehensweise bei der örtlichen Schwingfestigkeitsbewertung von Schrauben bzw. Gewindebauteilen besteht, eine Vorgehensweise zur treffsicheren, vollständigen örtlichen Bewertung von Gewindeverbindungen konnte in den aufgeführten Arbeiten jedoch nicht erreicht werden. In den beschriebenen Untersuchungen

steht immer die Schraube im Fokus, ein Versagen der Mutter wurde hier nicht betrachtet.

2.5 Konzepte zur Schwingfestigkeitsbewertung

Im Folgenden werden verschiedene Berechnungskonzepte kurz vorgestellt, für weitergehende Informationen wird auf Standardwerke, z.B. [4] und [15] verwiesen.

2.5.1 Nennspannungskonzept

Beim Nennspannungskonzept wird die auf das Bauteil wirkende Last F pauschal auf einen Nennspannungsquerschnitt A_N bezogen. Daraus resultiert eine im betrachteten Querschnitt wirkende konstante Beanspruchung $S_N = F_a/A_N$. Im Bauteil vorhandene Kerben, die zu einer inhomogenen Spannungsverteilung im Querschnitt führen, werden durch die speziell für das Bauteil ermittelte Bauteilwöhlerlinie berücksichtigt. Liegt diese nicht vor, so kann sie aus der Wöhlerlinie von Kerbproben abgeschätzt werden. Die Bauteilwöhlerlinie beinhaltet neben der Werkstofffestigkeit die Kerbwirkung, den Größeneinfluss, die Stützwirkung und den Oberflächeneinfluss [3].

VDI-Richtlinie 2230

Die Dauerfestigkeit für Schrauben lässt sich nach der VDI-Richtlinie 2230 „Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen“ basierend auf dem Nennspannungskonzept abschätzen. Demnach gilt für die Dauerfestigkeit S_D für schlussvergütete hochfeste Schrauben mit Regelgewinde der Toleranzklasse 6g/6H nach DIN ISO 898-1 [1] bei einer 1% Versagenswahrscheinlichkeit folgende Näherungsformel

$$S_D = 0,85 \cdot \left(\frac{150}{d/mm} + 45 \right) MPa . \quad (2.18)$$

Die Neigung der Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich beträgt $k = 3$, die Grenzwahrscheinlichkeit $N_G = 2 \cdot 10^6$. Mit diesen Angaben lässt sich eine synthetische Wöhlerlinie nach dem Nennspannungskonzept für Schrauben ermitteln.

2.5.2 Örtliches Konzept

Der Einfachheit des Nennspannungskonzeptes steht der Nachteil gegenüber, dass die Nennspannung für jedes Bauteil vorliegen muss. Daher wird beim Örtlichen Konzept (auch Kerbgrund-, Kerbgrundbeanspruchungs- oder Kerbdehnungskonzept) von der an der kritischen Stelle des Bauteils herrschenden Beanspruchung ausgegangen. Es kommt zum Einsatz bei Bauteilen, bei denen kein eindeutiger Nennspannungsquerschnitt definierbar ist oder der Prüfaufwand sehr hoch ist. Die

prinzipielle Vorgehensweise zur Bewertung eines zyklisch belasteten Bauteils anhand des Örtlichen Konzeptes ist in **Abbildung 2-16** dargestellt.

Die Lebensdauer ergibt sich beim Örtlichen Konzept durch Vergleich der örtlich kritischen elastisch-plastischen Bauteilbeanspruchung mit der am ungekerbten Probestab ermittelten Dehnungswöhlerlinie. Das Versagenskriterium ist der Anriss am betrachteten Ort. Eine ausführliche Beschreibung ist in Grundlagenwerken, z.B. [15] zu finden. Im Folgenden werden zwei in dieser Arbeit verwendete Schädigungsparameter erläutert, die zur Mittelspannungsbewertung herangezogen werden können.

Klassischerweise wird für das Örtliche Konzept die zyklische $\sigma - \varepsilon$ -Kurve zur Berechnung der örtlichen Beanspruchung verwendet. Methoden zur Berücksichtigung unterschiedlicher $\sigma - \varepsilon$ -Kurven werden z. B. in [39] erläutert.

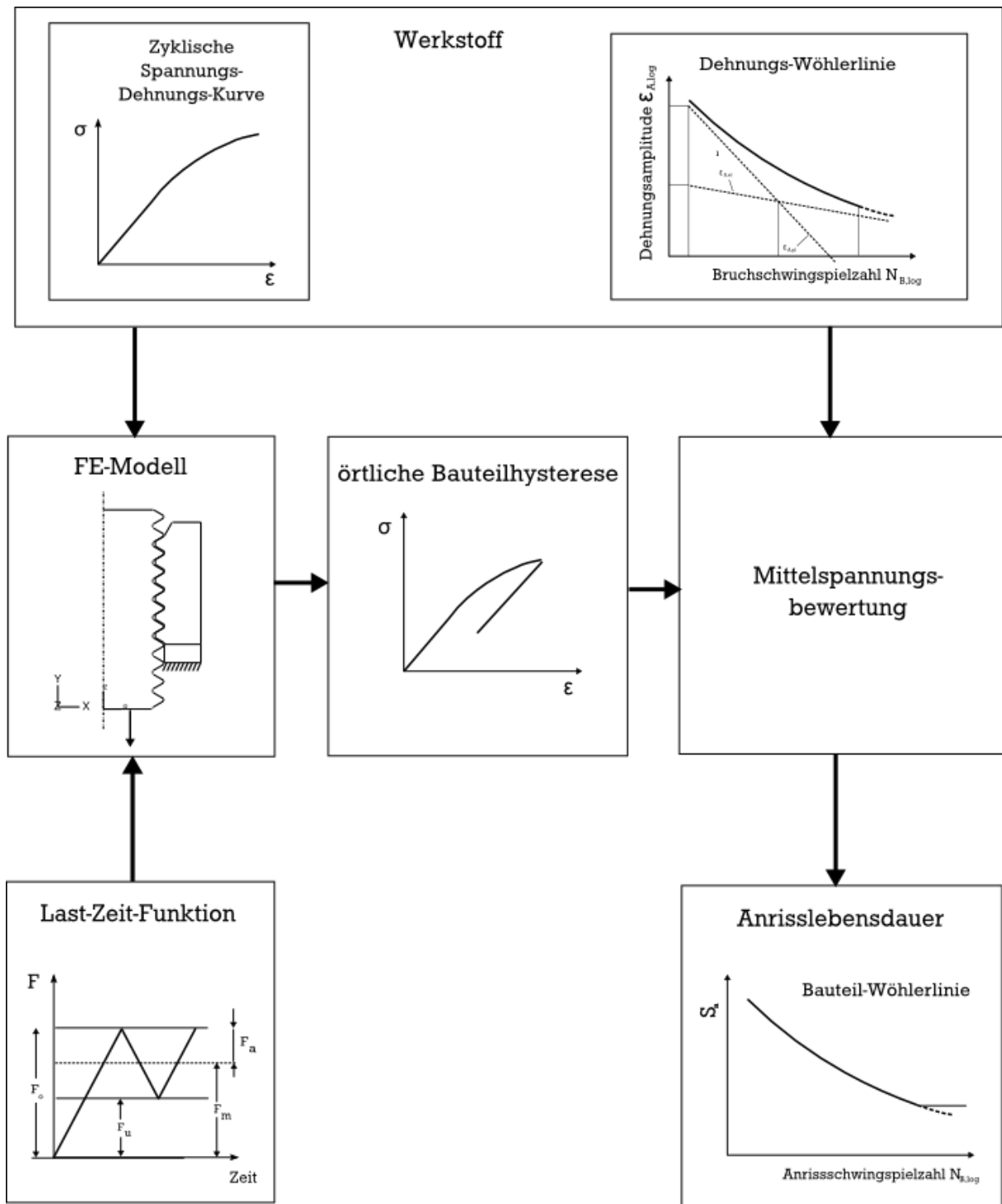


Abbildung 2-16: Ablaufschema einer Lebensdauerberechnung nach dem Örtlichen Konzept unter Anwendung einer Finite-Elemente-Rechnung für eine einstufige Last

Schädigungsparameter P_{SWT}

Die Dehnungswöhlerlinie wird im Allgemeinen für ein Spannungsverhältnis $R = -1$, d.h. für eine Mittelspannung $\sigma_m = 0$, ermittelt. Da die Bauteillast im Allgemeinen mittelspannungsbehaftet ist, ist eine Umbewertung der realen mittelspannungsbehafteten Bauteilbeanspruchung in eine äquivalente mittelspannungsfreie Beanspruchung erforderlich. Die Umwertung ist möglich durch Einführung eines Schädigungsparameters, der den Mittelspannungseinfluss erfasst.

Der bekannteste Schädigungsparameter ist der Parameter P_{SWT} nach Smith, Watson und Topper [32]. Für die Schädigung je Zyklus in der kritisch beanspruchten Stelle des Bauteils, ist demnach das Produkt aus Oberspannung σ_o und Dehnungsamplitude ε_a relevant:

$$P_{SWT} = \sqrt{(\sigma_a + \sigma_m) \cdot \varepsilon_a \cdot E} = \sqrt{\sigma_o \cdot \varepsilon_a \cdot E} \quad (2.19)$$

Damit lässt sich die Bauteilbeanspruchung in Form einer örtlichen Bauteilhysterese in einen Schädigungsbeitrag P_{SWT} umrechnen. Der Schädigungsparameter P_{SWT} eignet sich v. a. zur Schädigungsbewertung bei einer Mittelspannungsempfindlichkeit von $M = 0,4$ [16]. Diese Mittelspannungsempfindlichkeit gilt für Stahl ungefähr bei einer Festigkeit von $R_m = 1100 \text{ MPa}$ (Abbildung 2-9).

Schädigungsparameter P_J

Der Parameter P_J wurde von Vormwald [40] entwickelt und bewertet wie der Parameter P_{SWT} die örtliche σ - ε -Hysterese. Der P_J beruht auf bruchmechanischen Betrachtungen des Rissöffnungs- und Risssschließverhaltens kurzer Risse, deren beanspruchungsabhängiges Anwachsen die Lebensdauer bestimmt.

Neben den Umkehrpunkten der ermittelten Hystereseschleife ($\sigma_o, \sigma_u, \varepsilon_o, \varepsilon_u$) (**Abbildung 2-17**) gehen werkstoffseitig die Zugfestigkeit R_M und die Kennwerte der stabilisierten zyklischen σ - ε -Kurve ($\sigma_{0,2}$, K' und n') ein. Die Verbesserung gegenüber anderen Parametern (P_{SWT} , P_{HL} , P_{He}) beruht auf einer von Newman [41] angegebenen Näherungsformel, mit der für eine stabilisierte Schwingbeanspruchung berechnet werden kann, bei welcher örtlichen Spannung sich ein kleiner Schwinganriss im Kerbgrund öffnet bzw. schließt (σ_{op} bzw. σ_{cl}). Hierüber werden effektive Schwingbreiten $\Delta\sigma_{eff}$ und $\Delta\varepsilon_{p,eff}$ berechnet, wodurch der Schädigungsparameter P_J bestimmt wird:

$$P_J = 1,24 \cdot \frac{\Delta\sigma_{eff}^2}{E} + \frac{1,02}{\sqrt{n'}} \cdot \Delta\sigma_{eff} \cdot \Delta\varepsilon_{p,eff} \quad (2.20)$$

Es wird deutlich, dass der Aufwand wesentlich größer ist als bei dem Parameter P_{SWT} . Eine schematische Vorgehensweise für die Berechnung nach dem Schädigungsparameter P_J ist in **Abbildung 2-18** dargestellt, eine ausführliche Beschreibung ist in Grundlagenwerken, z.B. [15] zu finden.

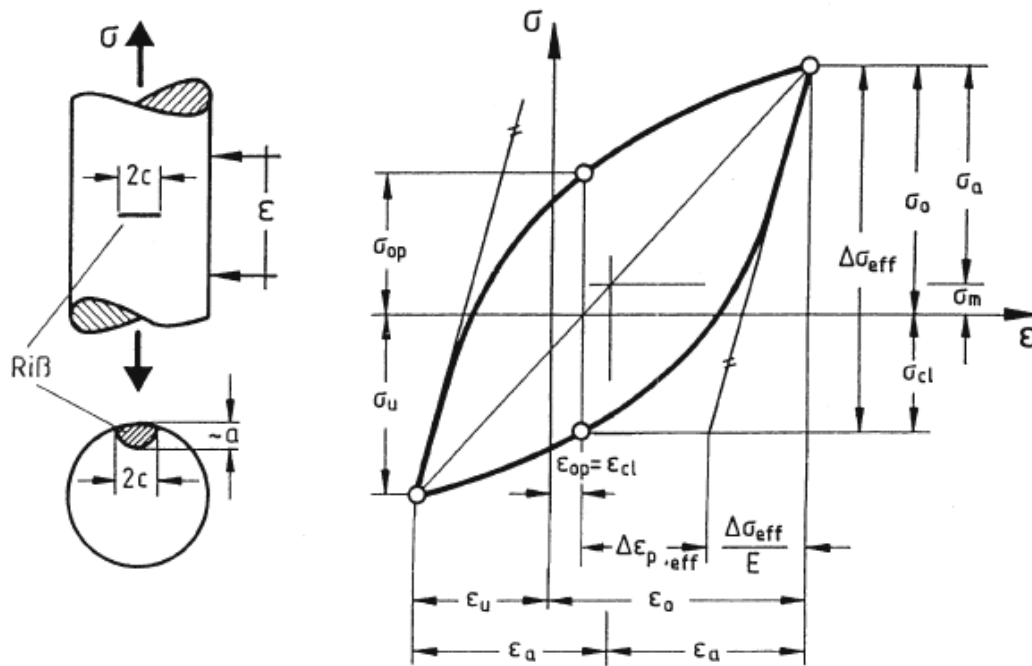


Abbildung 2-17: Definition des Schädigungsparameters P_J nach Vormwald [40]

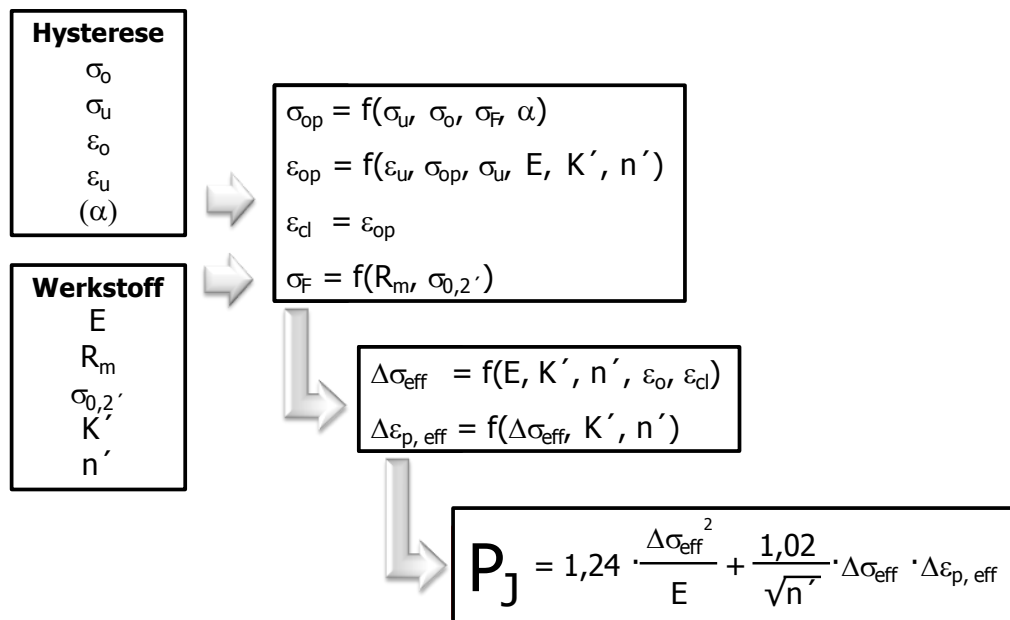


Abbildung 2-18: Schematische Vorgehensweise für den Schädigungsparameter P_J

2.5.3 Rissfortschrittskonzept

Mit dem Rissfortschrittskonzept wird die Lebensdauer eines Bauteils ab dem technischen Anriss bis zum Bruch betrachtet. Zugrunde liegt die linear-elastische oder die elastisch-plastische Bruchmechanik. Wenn die plastische Verformung im Bereich der Rissspitze klein gegenüber der Bauteilabmessung und der Rissgröße ist, kann die elastische Bruchmechanik angewendet werden. Als Beanspruchungskennwert dient die Schwingbreite des Spannungsintensitätsfaktors, der sich aus der Nennspannung des rissbehafteten Querschnitts, aus der Risslänge und aus einer Geometriefunktion bestimmt. Anstelle von Dehnungswöhlerlinien werden auf der Widerstandsseite werkstoffbezogene Rissfortschrittsdiagramme angesetzt. Im Bereich 1 (**Abbildung 2-19**) findet kein Risswachstum statt. Der stabile Teil des Rissfortschritts (Bereich 2) kann nach der Paris-Gleichung

$$\frac{da}{dN} = C \cdot (\Delta K)^m \quad (2.21)$$

berechnet werden. Im Bereich 3 findet instabiles Risswachstum statt.

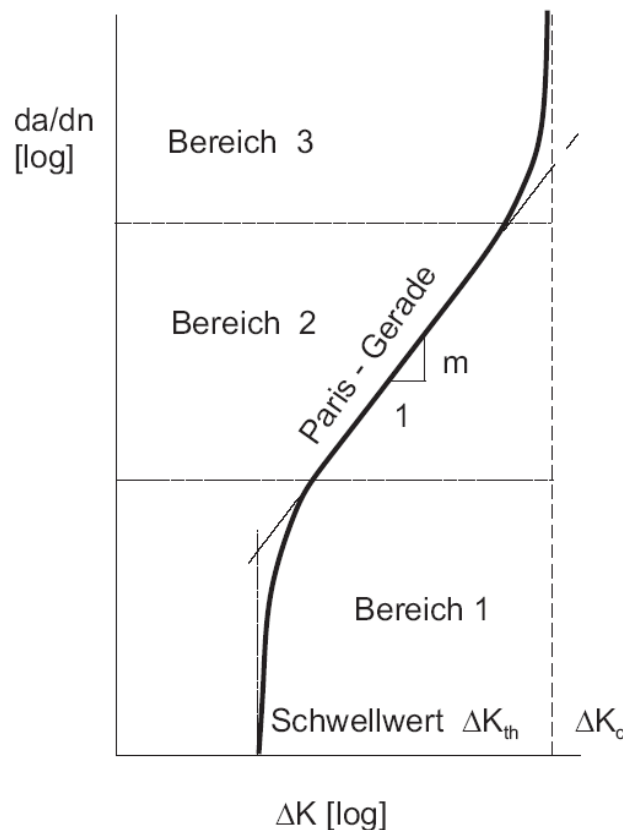


Abbildung 2-19: Darstellung der verschiedenen Rissfortschrittsbereiche

3 Versuche an Gewindeverbindungen

In dieser Arbeit wurden drei Verbindungstypen geprüft. Die klassische Schraube-Mutterverbindung ist dabei als einfachstes und gut zu prüfendes Bauteil anzusehen. An dieser Verbindung, bei der immer die Schraube versagt, wurde der Einfluss verschiedener Nenngrößen und Festigkeiten untersucht. Weiterhin wurde das Versagen des Mutternkörpers anhand der Düsenspannmutter- und der Zugmutterverbindung untersucht. Als Beispiel eines realen Gewindebauteils ist die industriell gefertigte Düsenspannmutter gewählt worden. Das Innengewinde der Zugmutter ist im Gegensatz zu den anderen Verbindungen nicht maschinell gefertigt, sondern mit einem Gewindeschneider geschnitten worden. In **Tabelle 3-1** sind die untersuchten Verbindungstypen mit ihren jeweiligen Versagensorten zusammengefasst.

3.1 Untersuchte Gewindeverbindungen

Die untersuchten Gewindeverbindungen sind aus den in **Tabelle 3-2** aufgeführten Werkstoffen gefertigt. Im Folgenden werden die Gewindeverbindungen und deren Prüfprinzipien erläutert.

Tabelle 3-1: Untersuchte Verbindungstypen und Versagensort

Verbindungstyp	Versagensort
Schraube-Mutterverbindung	Schraube
Düzenspannmutter	Mutter
Zugmutter	Mutter

Tabelle 3-2: Untersuchte Gewindeverbindungen und deren Werkstoffe

Bauteil	Werkstoff	Kurzbezeichnung
M10x100 Fk 5.6	C35	M10 Fk 5.6
M10x100 Fk 10.9	41Cr4	M10 Fk 10.9
M16x100 Fk 5.6	2C35	M16 Fk 5.6
M16x100 Fk 10.9	36CrB4	M16 Fk 10.9
Zugmutter	St37-2 (Herstellerbezeichnung) S235JR (neue Bezeichnung)	ZM
Düzenspannmutter	38MnVS6	DSM

Schraube-Mutterverbindung

In den Versuchen der Schraube-Mutterverbindung wird für alle Normschrauben die Klemmlänge $l_K = 82\text{mm}$ verwendet. Diese stellt die Länge zwischen der Unterseite des Schraubenkopfs und der Oberseite der Mutter dar. Der Einbau im Pulser, in die sogenannten Glocken, erfolgt mit Distanzscheiben, wobei die obere Distanzscheibe zur Vermeidung von Biegebeanspruchung Relativbewegungen erlaubt.

Düsenspannmutter

Düsenspannmuttern sind Verbindungselemente, die zur Verbindung zweier zylinderförmiger Gehäuse von Injektoren dienen. Die in dieser Arbeit untersuchte Düsenspannmutter wird in Kraftstoffinjektoren von Verbrennungsmotoren eingesetzt. Sie verbindet als „Überwurfmutter“ die Düse mit dem Düsenhaltekörper. Im Gegensatz zu den weiteren untersuchten Verbindungen weist die Düsenspannmutter ein metrisches Feingewinde auf.

Im Vergleich zu der klassischen Mutter ist die Düsenspannmutter wesentlich dünnwandiger, daher befindet sich der Ort maximaler Beanspruchung und damit der Bruchausgangsort nicht in der Schraube, sondern in der Mutter (**Abbildung 3-1**).

Die Düsenspannmutter versagt sowohl im ersten tragenden Gewindegang als auch in der freien Kerbe, dieses ist in Abbildung 3-1 markiert. Die Querschnittsfläche wird über den Flankendurchmesser nach Formel 2.14 zu $A_S = 64,3 \text{ mm}^2$ bestimmt. Die Bezugslänge wird an dem geraden Bereich der Düsenspannmutter definiert, und hat eine Länge von $l_K = 39,6 \text{ mm}$.

Zugmutter

Das Prüfprinzip der Zugmutterverbindung (**Abbildung 3-2**) ist ähnlich dem der Düsenspannmutter. Als Außengewindeadapter wurde hier eine M10 Schraube mit Regelgewinde verwendet. Um den Fertigungsaufwand gering zu halten, wird die Zugmutter in einen Schraubenadapter (Abbildung 3-2) eingeschraubt. Ebenso wie die Düsenspannmutter wird die Zugmutter zusammen mit ihrem Aufnahmeadapter geprüft. Der Spannungsquerschnitt der Zugmutter beträgt $A_S = 45,7 \text{ mm}^2$. Die hierbei verwendete Bezugslänge $l_k = 27,4 \text{ mm}$ ist die Länge, auf welcher die Zugmutter ein Innengewinde hat.

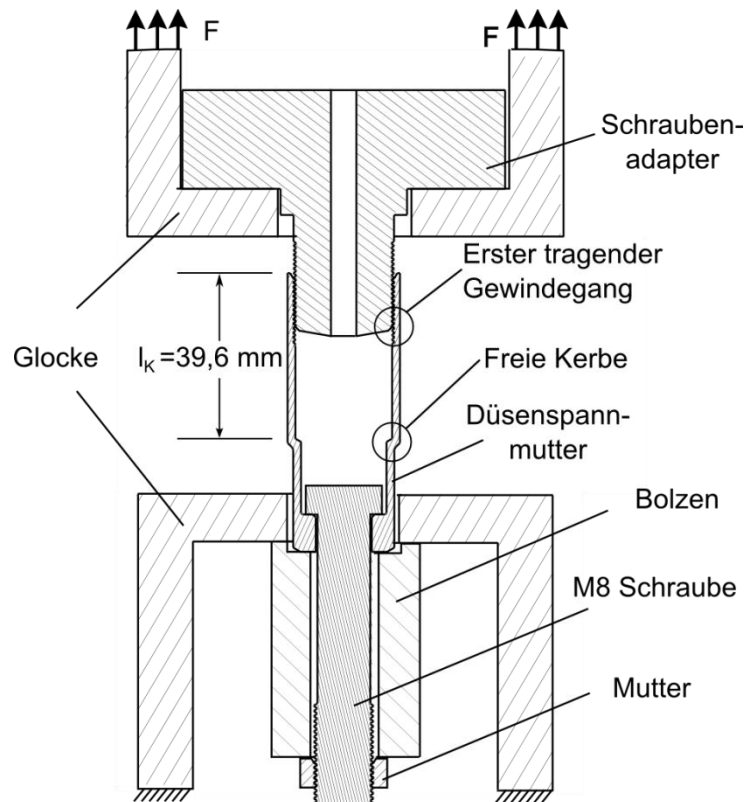


Abbildung 3-1: Prüfprinzip der Düsenspannmutterverbindung

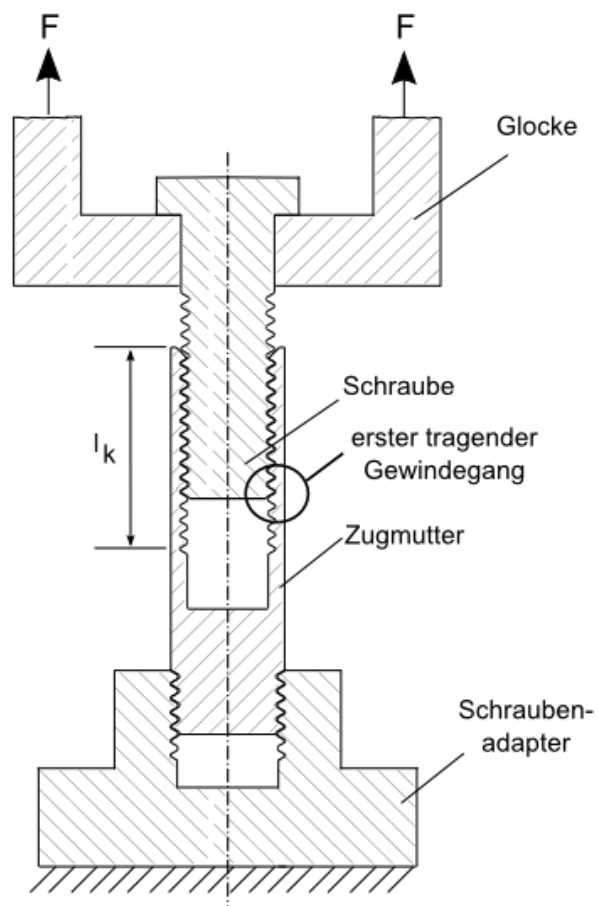


Abbildung 3-2: Prüfprinzip der Zugmutterverbindung

3.2 Statische Versuche

An sämtlichen Bauteilen sind statische Zugversuche durchgeführt worden. Die Nennspannung S wurde durch das Beziehen der Prüfkraft F auf den Nennquerschnitt A_S der jeweiligen Schraube oder der Mutter ($S = F/A_S$) bestimmt. Der Nennquerschnitt A_S für die Schraube ist nach Gleichung 2.14 berechnet worden, für die Zugmutter und die Düsenspannmutter wurde der Nennquerschnitt bestimmt indem die Innenfläche mit Gleichung 2.14 berechnet wurde und diese von der Außenfläche abgezogen wurde. Die Nenndehnung e wurde durch Bezug des Traversenweges Δl auf die ursprüngliche Länge l_k ermittelt. ($e = \Delta l/l_k$). Die Ergebnisse der Zugversuche sind in **Tabelle 3-3** zusammengefasst.

Tabelle 3-3: Kerbzugfestigkeit, Spannungsquerschnitte und bezogene Längen der Gewindeverbindungen

Bauteil	M10 Fk 5.6	M10 Fk 10.9	M16 Fk 5.6	M16 Fk 10.9	Zug- mutter	Düsen- spannmutter
F_m [kN]	31,8	63	85,25	171,4	19,2	59,5
A_S [mm ²]	58		157		45,7	64,3
l_k [mm]	82				27,4	39,6
$R_{m,k}$ [MPa]	549	1086	543	1091	543	1092

3.3 Wöhlerversuche

Zur Verifikation der anhand des Örtlichen Konzeptes berechneten Wöhlerlinien wurden an sämtlichen Verbindungen Wöhlerversuche durchgeführt. Als hohe Mittelspannung wurde hierbei 70% der Streck- bzw. 0,2%-Dehngrenze verwendet. Für die Prüfung bei niedriger Mittelspannung ist ein konstantes Spannungsverhältnis von $R = 0,1$ genutzt worden. Als Grenzwahrscheinlichkeit ist $N_G = 1 \cdot 10^7$ definiert. Das Abbruchkriterium ist der Bruch der Schraube oder für die Mutterverbindung der Bruch der Mutter. Sämtliche ermittelten Wöhlerlinien sind **Anhang C-32** bis **Anhang C-45** dargestellt.

3.3.1 Schrauben-Mutterverbindungen

Vergleich der Ergebnisse der Nenngroße M10

Die aus den Versuchsdaten bestimmten Wöhlerlinien wurden untereinander, und mit theoretischen Wöhlerlinien nach der VDI-Richtlinie 2230, verglichen. Zur Auswertung der experimentell ermittelten Wöhlerlinien wurde das $\text{Arcsin}\sqrt{P}$ -Verfahren [42] herangezogen. Der Mittelspannungs-, Festigkeits- und Größeneinfluss wird in Kapitel 3.4 diskutiert.

Die in der VDI-Richtlinie 2230 Blatt1 verzeichnete Beziehung ist nur für Normschrauben der Festigkeitsklasse 8.8 bis 12.9 mit einer Mittelkraft von $0,3 \leq F_m/F_{0,2min} \leq 1$ gültig. Somit bleibt die Versuchsreihe an der M10 Fk 10.9 Verbindung (**Abbildung 3-3**) unter hoher Mittelspannung ($S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$) diejenige, die als Einzige uneingeschränkt mit der Richtlinie verglichen werden darf.

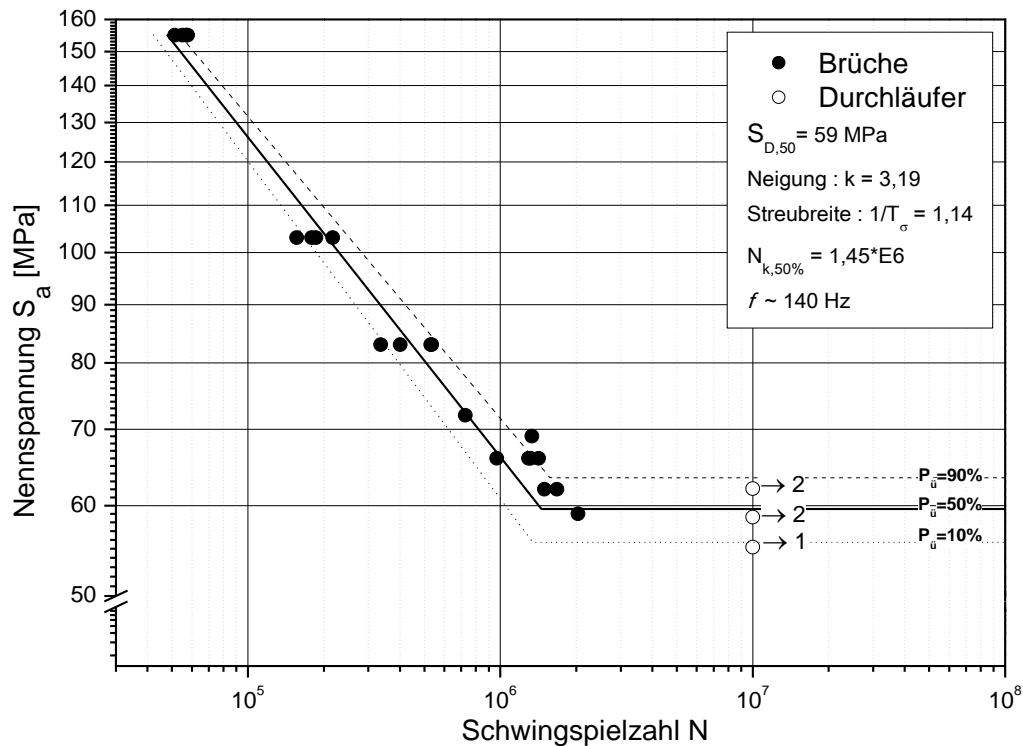


Abbildung 3-3: M10 Fk 10.9 unter hoher Mittelspannung $S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$

Da in diesem Abschnitt die Wöhlerlinien für $S_{D,50\%}$ verglichen werden, wird die Gleichung 2.2 ohne den Faktor 0,85 verwendet. Aus der VDI-Richtlinie [1] werden die Werte der Neigung $k = 3$ und $N_K = 2 \cdot 10^6$ entnommen. Es zeigt sich, dass die Wöhlerlinie der M10 Fk 10.9 Verbindung unter hoher Mittelspannung weitestgehend der theoretisch ermittelten Linie nach der VDI-Richtlinie 2230 entspricht (**Abbildung 3-4**). Experimentell ermittelt ergibt sich eine Dauerfestigkeit von $S_{a,50\%} = 59,1 \text{ MPa}$, während sich nach der VDI-Richtlinie eine Dauerfestigkeit $S_{a,50\%} = 60 \text{ MPa}$ ergibt. Diese geringe Abweichung von 1,5 % liegt im Bereich der Auswerte- und Messungenauigkeit, die Neigung der Zeitfestigkeitsgerade weicht mit $k = 3,19$ ebenfalls nur gering von der Richtlinie ab. Zwischen den beiden Knickschwingspielzahlen liegt eine Differenz von $N = 1 \cdot 10^6$ Schwingspielen. Im Allgemeinen besitzt die Wöhlerlinie mit 50%-Ausfallwahrscheinlichkeit im Verhältnis zur Wöhlerlinie mit 1%-Ausfallwahrscheinlichkeit eine größere Neigung. Somit darf von einem weitgehend

identischen Verlauf der M10 Fk 10.9 Wöhlerlinie unter hoher Mittelspannung und der Wöhlerlinie nach VDI-2230 ausgegangen werden.

Vergleich der Ergebnisse der Nenngroße M16

Analog zu der vorher betrachteten Verbindung der Nenngroße M10 werden in **Abbildung 3-5** ausschließlich die $P = 50\%$ -Linien der M16 Verbindung miteinander verglichen. Wird die M16 Linie der Festigkeitsklasse 10.9 unter hoher Mittelspannung ($S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$) mit der VDI-Richtlinie verglichen, ergibt sich wieder eine gute Übereinstimmung der dauerhaft ertragbaren Spannung. Prüftechnisch ermittelt wurde eine Dauerfestigkeit $S_{a,50\%} = 52,4 \text{ MPa}$, im Vergleich hierzu ergibt sich anhand der VDI-Richtlinie eine Dauerfestigkeit $S_{A,50\%} = 54,3 \text{ MPa}$. Die Linien der Nenngroße M16 liegen in Bezug auf Festigkeit und Mittelspannung vergleichbar zu denen der Nenngroße M10.

3.3.2 Düsenspannmutter

Die Prüfung der Schwingfestigkeit der Düsenspannmutter findet wiederum bei einem konstanten Spannungsverhältnis von $R = 0,1$ (**Anhang C-43**) und bei hoher Mittelspannung $S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$ (**Anhang C-42**) statt. Wie in Anhang C-43 zu sehen ist, ist die Versuchsreihe unter niedriger Mittellast $R = 0,1$ mit einer sehr großen Streuung der Proben-Brüche behaftet, die Streubreite vergrößert sich von $1/T = 1,15$ unter hoher Mittelspannung auf $1/T = 1,23$ unter niedriger Mittelspannung. Unter niedriger Mittelspannung finden die Brüche sowohl im ersten tragenden Gewingegang als auch in der freien Kerbe (**Abbildung 3-1**) statt. Dies steht im Gegensatz zu den Brüchen bei hoher Mittellast, die ausschließlich im ersten tragenden Gewingegang auftreten.

Im Unterschied zu der klassischen Schraube-Mutterverbindung zeigt sich bei der Düsenspannmutter ein ausgeprägter Anstieg der Dauerfestigkeit mit sinkender Mittelspannung, von $S_{a,d} = 59,9 \text{ MPa}$ auf $S_{a,d} = 107 \text{ MPa}$ (**Abbildung 3-6**). Dieses entspricht qualitativ der Mittelspannungsabhängigkeit der glatten Werkstoffprobe. Die Wöhlerlinie unter niedriger Mittelspannung $R = 0,1$ beinhaltet Proben mit verschiedenen Bruchausgangsstellen. Die meisten Proben sind in der freien Kerbe des Bauteils gebrochen, daher kann diese Wöhlerlinie nicht zur Untersuchung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen genutzt werden. Die Wöhlerlinie stellt somit den Wahrscheinlichkeitsverlauf eines Bauteilversagens und nicht des Gewindeversagens dar.

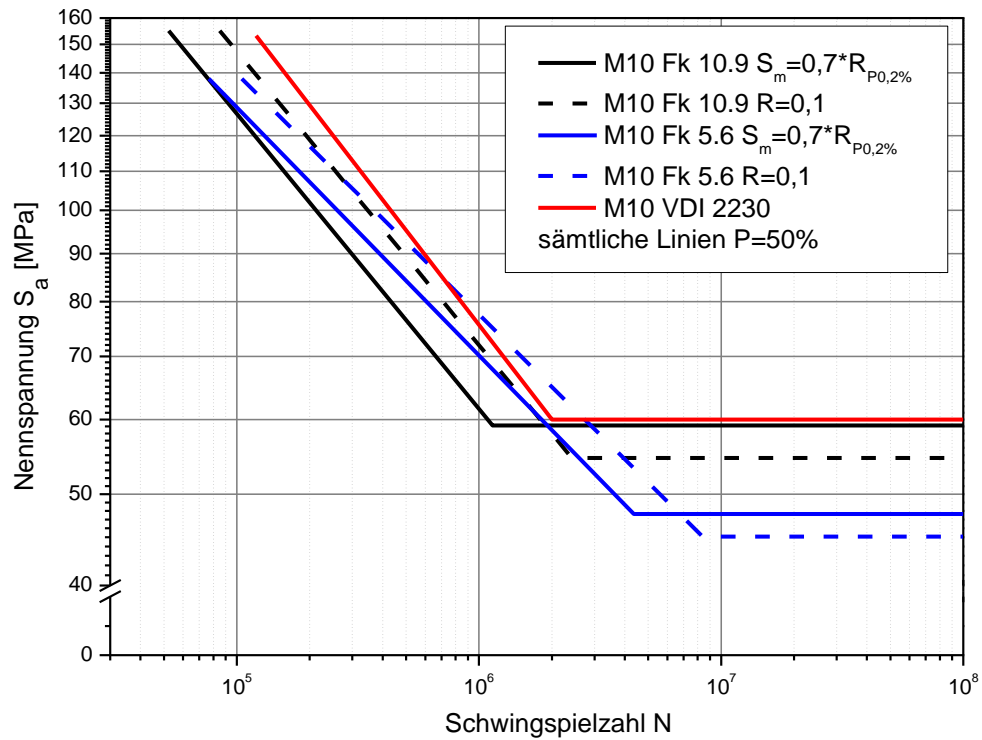


Abbildung 3-4: Vergleich der Wöhlerlinien der Schraube-Mutterverbindung M10

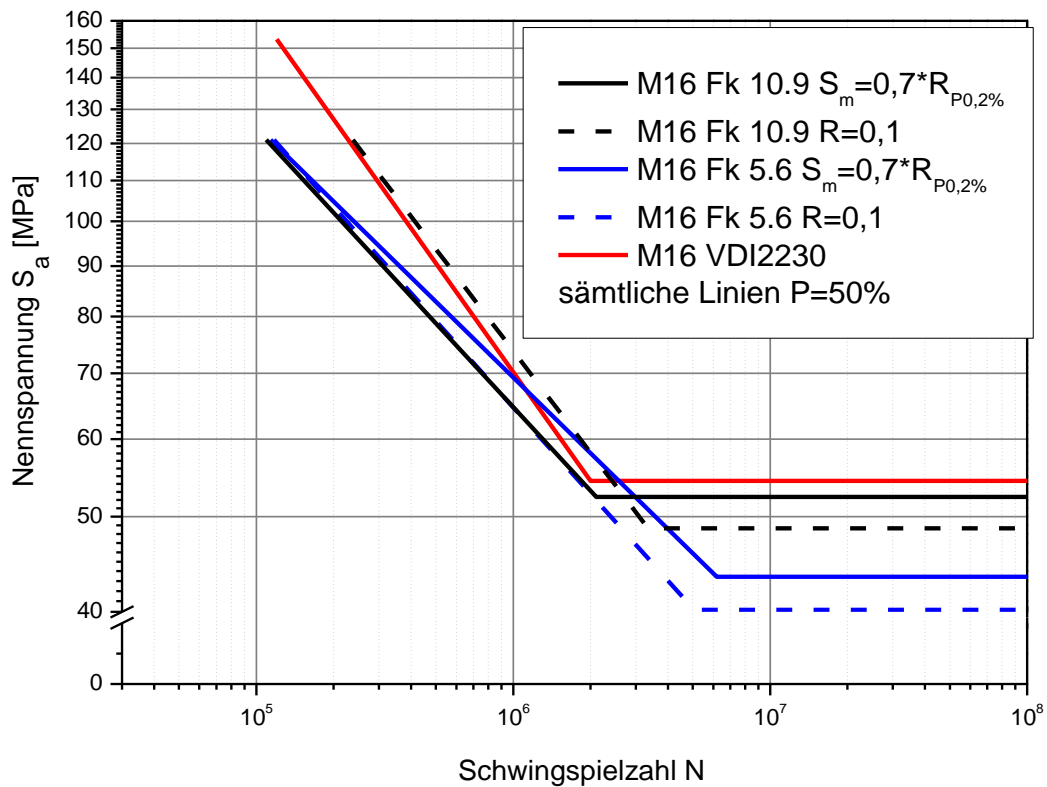


Abbildung 3-5: Vergleich der Wöhlerlinien der Schraube-Mutterverbindung M16

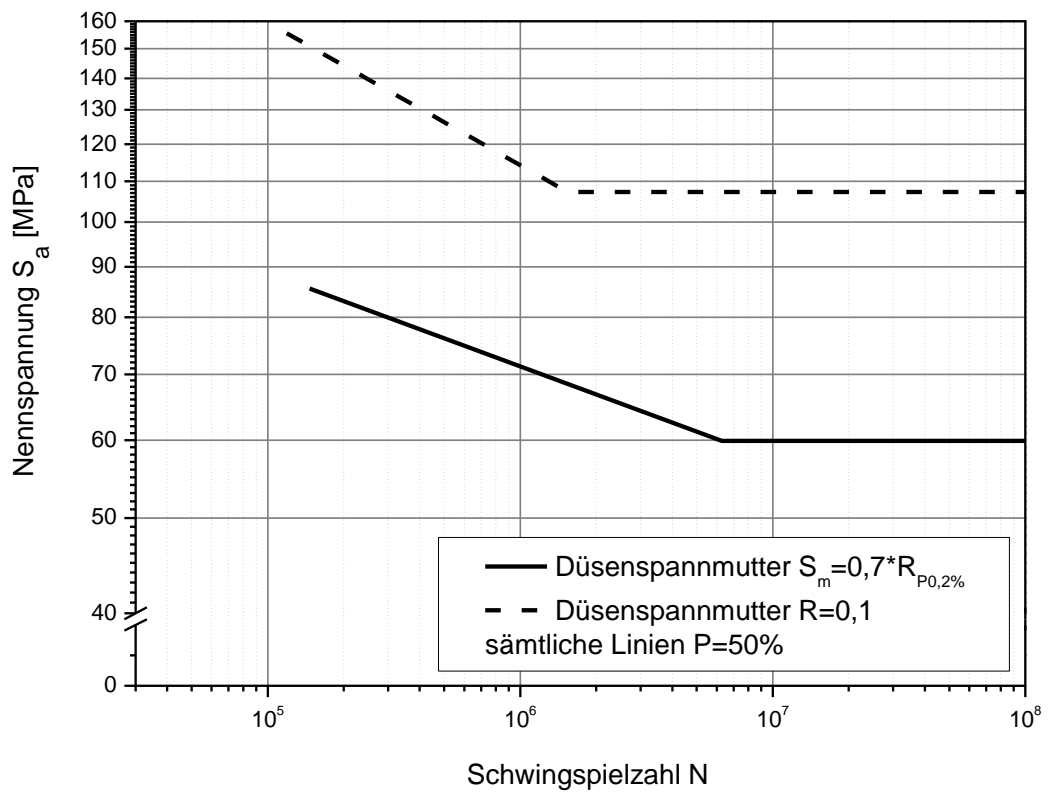


Abbildung 3-6: Vergleich der Wöhlerlinien der Düsenspannmutterverbindung

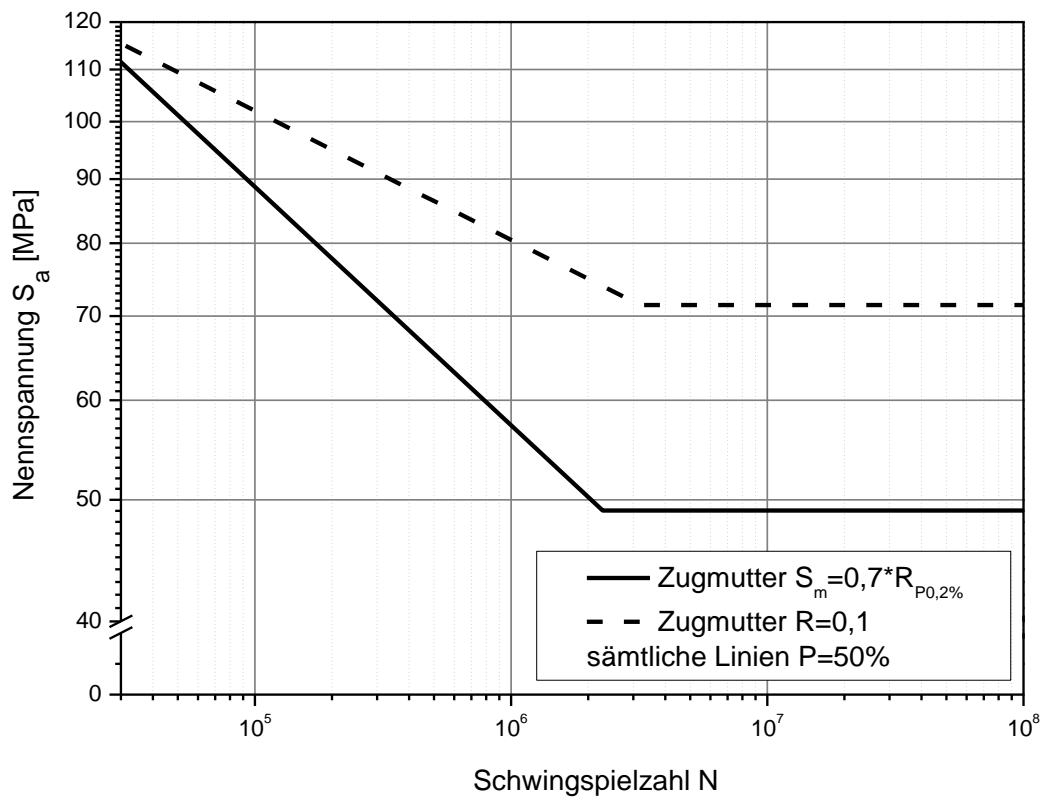


Abbildung 3-7: Vergleich der Wöhlerlinien der Zugmutterverbindung

3.3.3 Zugmutter

Sowohl bei hoher ($S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$) als auch bei niedriger Mittelspannung ($R = 0,1$) tritt bei der Zugmutter ausschließlich Versagen im ersten tragenden Gewindegang auf. Tendenziell ist der Mittelspannungseinfluss bei der Zugmutterverbindung der gleiche wie bei der Düsenspannmutterverbindung, mit steigender Mittelspannung sinkt auch hier die Schwingfestigkeit (**Abbildung 3-7**). Die Streuung der Linien unter hoher und niedriger Mittelspannung ist jedoch annähernd gleich (**Anhang C-44** und **Anhang C-45**).

3.4 Auswertung der Wöhlerversuche

In **Tabelle 3-4** sind die Kennwerte sämtlicher Verbindungen vergleichend aufgetragen. Die unterschiedlichen Einflüsse werden im Folgenden detailliert diskutiert.

Tabelle 3-4: Kennwerte der klassischen Schraube-Mutterverbindungen

Versuchsreihe	Mittelspannung	k	$N_{K,50\%}$	$S_{a,d}$ [MPa]	$1/T$
M10 Fk 10.9	$S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$	3,19	$1,1 \cdot 10^6$	59,1	1,13
	$R = 0,1$	3,21	$2,4 \cdot 10^6$	54,6	1,19
M10 Fk 5.6	$S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$	3,80	$4,4 \cdot 10^6$	47,7	1,06
	$R = 0,1$	3,54	$4,9 \cdot 10^6$	45,1	1,06
M16 Fk 10.9	$S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$	3,53	$2,1 \cdot 10^6$	52,4	1,12
	$R = 0,1$	2,90	$3,3 \cdot 10^6$	48,6	1,16
M16 Fk 5.6	$S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$	3,90	$6,2 \cdot 10^6$	43,4	1,12
	$R = 0,1$	3,42	$5,1 \cdot 10^6$	40,2	1,14

Tabelle 3-5: Kennwerte der Düsenspannmutter und der Zugmutterverbindung

Versuchsreihe	Mittelspannung	k	$N_{K,50\%}$	$S_{a,d}$ [MPa]	$1/T$
Düsen-spann-mutter	$S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$	10,6	$6,3 \cdot 10^6$	60	1,16
	$R = 0,1$	6,89	$1,64 \cdot 10^6$	107	1,23
Zug-mutter	$S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$	5,27	$2,2 \cdot 10^6$	49	1,21
	$R = 0,1$	9,74	$3,2 \cdot 10^6$	71,5	1,11

3.4.1 Einfluss der Mittelspannung

Im Gegensatz zu glatten Werkstoffproben zeigt die Schwingfestigkeit von Schraube-Mutterverbindungen nach Literaturangabe [23] keine Abhängigkeit der Nennmittelspannung S_m . Dies kann auch in den durchgeführten Versuchen festgestellt werden, dabei liegt die Dauerfestigkeit für niedrige Mittelspannung $R = 0,1$ sogar unterhalb der Dauerfestigkeit für hohe Mittelspannung $S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$.

Bei den verwendeten schlussvergüteten Schrauben kann dies als Folge höherer Kerbwirkung, bedingt durch eine sich mit abnehmender Vorspannkraft verschlechtert

ernde Gewindelastverteilung angesehen werden. Dieses lässt sich auch anhand von FEM-Untersuchungen theoretisch nachweisen und wird in Kapitel 6.7 weitergehend diskutiert.

Bei der klassischen Schraube-Mutterverbindung unter niedriger Mittelspannung ($R = 0,1$) ist die Knickschwingspielzahl für 3 von 4 Versuchsreihen zu größeren Schwingspielen verschoben. Beim Vergleich der Zeitfestigkeitsgeraden unter niedriger und hoher Mittelspannung zeigt sich für den Fall der niedrigen Mittelspannung eine geringere Neigung der Geraden. Die höhere Knickschwingspielzahl N_k bei niedrigen Mittelspannungen wird einerseits auf den bei größeren Schwingspielzahlen liegenden Schnittpunkt mit der niedrigeren Dauerfestigkeit zurückgeführt, andererseits auf das stark veränderte Rissfortschrittsverhalten. Infolge der niedrigen Mittelspannung zeigen sich Anrisse in mehreren Gewindegängen, welches auf die vorhandenen Gewindetoleranzen und die schlechte Lastverteilung zurückgeführt werden kann (vgl. Kapitel 6.7). Zusätzlich dauert der Rissfortschritt bis zum Bruch aufgrund der niedrigen Mittelspannung länger.

Der Einfluss der Nennmittelspannung auf die Dauerfestigkeit zeigt sich unabhängig von der verwendeten Festigkeitsklasse. Im Bereich der Zeitfestigkeit wird der Mittelspannungseinfluss kleiner, da mit steigender Spannungsamplitude für $R = 0,1$ die Mittellast ansteigt und daraus zwangsläufig eine bessere Lastverteilung resultiert.

Die Zugmutterverbindung zeigt einen Mittelspannungseinfluss, wie er vom Werkstoff her zu erwarten ist. Für steigende Mittelspannung sinkt die Schwingfestigkeit. Eine mögliche Erklärung ist, dass sich Gewindetoleranzen aufgrund der Dünnwandigkeit der versagenden Mutterverbindung auch bei niedrigen Mittelspannungen umlagern können. Die Düsenspannmutterverbindung kann für eine Bewertung des Mittelspannungseinflusses nicht mitbetrachtet werden, da sich der Versagensort für steigende Mittelspannung von der freien Kerbe in den ersten tragenden Gewindegang verschiebt und Versagen nicht ausschließlich im ersten tragenden Gewinde stattfindet.

3.4.2 Einfluss der Festigkeit

Im Folgenden wird nur der Festigkeitseinfluss unter hoher Mittelspannung $S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$ verglichen, da unter niedriger Mittelspannung (vgl. Abbildung 3-4 und Abbildung 3-5) ein ähnlicher Einfluss auftritt. Nach Tabelle 3-4 zeigt sich, dass die Dauerfestigkeit der Nenngröße M10 von der Festigkeitsklasse 10.9 auf die Festigkeitsklasse 5.6 um ca. 20% absinkt. Für die Nenngröße M16 verringert sich die Dauerfestigkeit um ca. 17%. Die geringere Dauerfestigkeit mit sinkender Festigkeits-

klasse wird durch die Ergebnisse nach [43] sowohl qualitativ als auch quantitativ bestätigt.

3.4.3 Einfluss der Nenngroße der Schraube-Mutterverbindung

Mit steigender Nenngroße der Schraube nimmt die Dauerfestigkeit bezogen auf Spannungen ab. Im Durchschnitt sinkt die Dauerfestigkeit zwischen Nenngroße M10 und M16 um ca. 10 %. Diese Absenkung entspricht dem Einfluss der Nenngroße nach der VDI-Richtlinie 2230, der sich mit Gleichung 2.20 folgendermaßen berechnen lässt

$$\Delta S_{D,M10 \rightarrow M16} = \frac{S_{D,50\%,M16} - S_{D,50\%,M10}}{S_{D,50\%,M10}} \cdot 100\%. \quad (3.1)$$

Nach der VDI-Richtlinie 2230 ergibt sich durch Vergrößerung des Nenndurchmessers von 10 mm auf 16 mm eine Absenkung der Dauerfestigkeit um 9,4%. Das Absinken der Dauerfestigkeit mit steigender Schraubennenggröße lässt sich auf die steigende Kerbwirkung zurückführen.

4 Werkstoffcharakterisierung

Werkstoffversuche wurden in dieser Arbeit an sämtlichen Werkstoffen der Normschrauben sowie am Werkstoff der Zugmutter durchgeführt (**Tabelle 4-1**). Für diese fünf Werkstoffe sind statische Zugversuche sowie kraft- als auch dehnungskontrollierte zyklische Versuche durchgeführt worden. Aufgrund der Dünnwandigkeit der Düsenspannmutter konnten für diese keine Werkstoffproben gefertigt werden. Die Werkstoffkennwerte wurden aus Literaturwerten abgeleitet und sind hier übersichtshalber mit aufgeführt.

Tabelle 4-1: Untersuchte Gewindeverbindungen und deren Werkstoffe

Bauteil	Werkstoff
M10x100 Fk 5.6	C35
M10x100 Fk 10.9	41Cr4
M16x100 Fk 5.6	2C35
M16x100 Fk 10.9	36CrB4
Zugmutter	St37-2 (alte Bezeichnung) S235JR (neue Bezeichnung)
Düsenspannmutter	38MnVS6

Die Werkstoffproben sämtlicher Schraube-Mutterverbindungen wurden direkt aus den Schrauben gefertigt. Die Proben der Zugmutter sind aus dem gleichen Stangenmaterial gefertigt, aus welchem auch die Zugmutter hergestellt sind. Um einen Oberflächeneinfluss auszuschließen und den Oberflächenbeiwert K_R konstant zu halten, sind die Oberflächen aller Proben mechanisch poliert. Alle verwendeten Proben haben eine freie Weglänge $l_0 = 10\text{mm}$.

4.1 Kraftkontrollierte Werkstoffversuche

Statische Werkstoffversuche

Zur Ermittlung der statischen Werkstoffkennwerte der untersuchten Verbindungstypen wurden Zugversuche durchgeführt. Bis zu einer Dehnung von 0,85 % wurde mit einem Dehnungsaufnehmer gemessen, dieser ist dann entfernt worden, um ihn nicht zu zerstören. Die Daten in den Diagrammen bis 0,85 % sind aus dem Messsignal des Dehnungsaufnehmers ermittelt worden und die Daten bis zum Bruch der Probe aus dem Traversenweg der Prüfmaschine. Die Spannung wurde über den kleinsten Probenquerschnitt und die Kraft aus dem Messsignal der Prüfmaschine bestimmt. Bis 0,85 % wird die Dehnung mit hoher Genauigkeit gemessen, im Bereich über 0,85 % ist diese Genauigkeit aufgrund der Bestimmungsmethode nicht gegeben.

In **Abbildung 4-1** sind die technischen Spannungs-Dehnungs-Verläufe $\Delta l/l_0$ aufgetragen, alle Werkstoffe besitzen ca. einen E -Modul von 210000 MPa wie dieses für Stahl zu erwarten ist. Für den hochfesten Werkstoff der Festigkeitsklasse 10.9 ist eine im Vergleich zum niederfesten Werkstoff der Festigkeitsklasse 5.6 wesentlich geringere Bruchdehnung A zu erkennen. Die Bruchdehnung der Zugmutter liegt im Bereich der beiden niederfesten Werkstoffe.

Die Mittelwerte aus drei ermittelten statischen Werkstoffkennwerten zeigt **Tabelle 4-2**. Für den Werkstoff 41Cr4 wurden sowohl eine obere und untere Streckgrenze als auch eine 0,2%-Dehngrenze angegeben, da der Spannungs-Dehnungs-Verlauf im interessierenden Bereich einen horizontalen Verlauf aufweist und eine genaue Unterscheidung somit nicht möglich ist. Die ermittelten Elastizitätsmodule sind mit einer Meßunsicherheit von 5% zu bewerten.

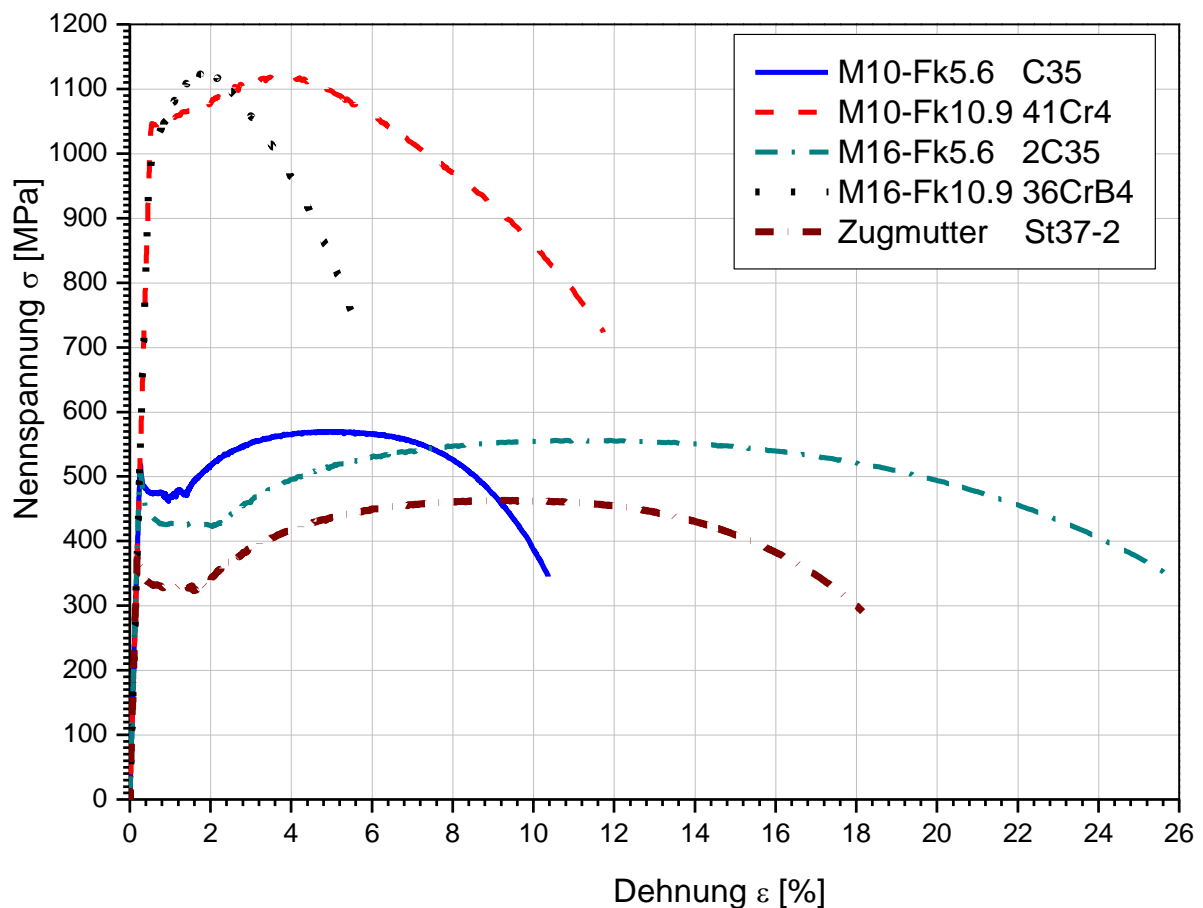


Abbildung 4-1: Vergleich der Spannungs-Dehnungskurven aller Werkstoffzugversuche

Um die Bezeichnung Festigkeitsklasse 10.9 verwenden zu dürfen ist eine Zugfestigkeit von $R_m = 1000 \text{ MPa}$ und eine Streckgrenze bzw. 0,2%-Dehngrenze von mindestens 900 MPa nötig [21]. Die Werkstoffe der Festigkeitsklasse 5.6 müssen die

Bedingung $R_m > 500 \text{ MPa}$ und $R_{p0,2}$ bzw. $R_{eH} > 300 \text{ MPa}$ erfüllen (Tabelle 2-5). Von beiden Werkstoffen wird diese Bedingung erfüllt.

Die statischen Kennwerte des Werkstoffs (38MnVS6) der Düsenspannmutterverbindung wurden vom Hersteller zur Verfügung gestellt und sind in **Tabelle 4-3** aufgelistet.

Tabelle 4-2: Werkstoffkennwerte aus den Zugversuchen

Bauteil	Werkstoff	E [MPa]	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	R_{eH} [MPa]	R_{eL} [MPa]
M10 Fk 5.6	C35	206820	570	—	519	461
M10 Fk 10.9	41Cr4	205120	1121	1047	—	—
M16 Fk 5.6	2C35	210000	556	—	507	420
M16 Fk 10.9	36CrB4	206630	1124	1027	—	—
Zugmutter	St37-2	211960	464	—	379	321

Tabelle 4-3: Statische Spannungs- Dehnungs-Kennwerte des Werkstoffs 38MnVS6

Bauteil	Werkstoff	E [MPa]	R_m [MPa]	$R_{p0,2}$ [MPa]	Bruch – dehnung %
Düsenpannmutter	38MnVS6	210000	1150	1086	10,9

Zyklische kraftkontrollierte Werkstoffversuche

Aus Zeitgründen wurden zur Ermittlung der dauerhaft ertragbaren Spannungsamplitude kraftkontrollierte Versuche durchgeführt. Für die Werkstoffe der M10 Verbindung sind zusätzlich jeweils zwei Zeitfestigkeitshorizonte mit jeweils drei Proben geprüft worden (**Anhang C-3** und **Anhang C-6**). Die aus den kraftkontrollierten statischen und zyklischen Versuchen ermittelten Kennwerte sind in Tabelle 4-4 zusammengefasst.

Tabelle 4-4: Werkstoffkennwerte aus statischen Versuchen und aus spannungsgeregelten Wöhlerversuchen

Kennwerte	C35	41Cr4	2C35	36CrB4	St37-2
E [MPa]	206820	205120	210000	206630	211960
R_m [MPa]	570	1121	556	1124	464
$R_{p0,2}$ [MPa]	–	1047	–	1027	–
R_{eH}/R_{eL} [MPa]	519/461	1047	507/420	–	379/321
$S_{a,10\%}$ [MPa]	257	607	250	559	255
$S_{a,d}$ [MPa]	270	617	254	583	265
$S_{a,90\%}$ [MPa]	283	626	257	607	276
$1/T$	1,100	1,030	1,031	1,086	1,083
k	16,17	15,86	–	–	–
N_K	$1,98 \cdot 10^5$	$3,16 \cdot 10^5$	–	–	–
$S_{A,D-FKM}$ [MPa]	257	504	250	506	209

Kompensation der Ergebnisse um Druckeigenspannungen

Die Ergebnisse der experimentell ermittelten dauerfest ertragbaren Spannungen weichen von den Werten der FKM-Richtlinie [17] „Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ in erheblichem Umfang ab, es sind daher röntgendiffraktometrische Eigenspannungsmessungen an den Proben durchgeführt worden. Die Röntgendiffraktometrie eignet sich zur zerstörungsfreien Messung von Eigenspannungen in kristallinen Materialien. Es zeigte sich, dass an der Oberfläche Druckeigenspannungen von durchschnittlich 300 MPa für die hohe als auch für die niedrige Festigkeitsklasse, sowohl vor- als auch nach der Schwingprüfung vorhanden waren. Diese können entweder bei der spanenden Fertigung oder dem anschließenden Polieren der Proben entstanden sein. Die im Randbereich vorhandenen Druckeigenspannungen führen zu einer Erhöhung der Ermüdungsfestigkeit, weil sie sich mit den aus äußeren Lasten hervorgerufenen Beanspruchungen überlagern und zu einer Verschiebung der Mittellast führen [44].

Um den Einfluss der Eigenspannungen zu bewerten, wird dieser anhand einer Berechnung nach der FKM-Richtlinie [17] abgeschätzt. Hierbei wird ähnlich wie bei einer Ermüdungsfestigkeitsrechnung eines Bauteils vorgegangen, eine detaillierte Berechnung ist in [45] erläutert. Grundsätzlich wird die ermittelte Dauerfestigkeit mit Hilfe des Mittelspannungsfaktors $K_{AK,zd}$ reduziert (Gleichung 4.1). Die Ergebnisse der experimentell ermittelten Dauerfestigkeiten $S_{a,d}$ und der um die Druckeigenspannungen korrigierten Dauerfestigkeiten $S_{A,Dkorrr}$ sind für sämtliche Werkstoffe in **Tabelle 4-5** aufgeführt.

$$S_{a,d,korr.} = K_{AK,zd} \cdot S_{a,d} \quad (4.1)$$

Tabelle 4-5: Um den Druck-Eigenspannungseinfluss korrigierte Dauerfestigkeit

Werkstoff	$S_{a,d}$ [MPa]	$S_{a,d,korr}$ [MPa]
C35	270	241
41Cr4	617	531
2C35	254	225
36CrB4	583	495
St37-2	265	246

4.2 Dehnungskontrollierte Werkstoffversuche

Dehnungskontrollierte Schwingversuche sind mit allen fünf Werkstoffen einerseits ohne Mitteldehnung ($\varepsilon_m = 0$) und unter hoher Mitteldehnungen von $\varepsilon_m = 0,8 \%$ bzw. $1,4 \%$ durchgeführt worden. Durch die mittelspannungsfreien Versuche wurden die zyklischen Werkstoffparameter für die DWK (DWK=Dehnungswöhlerkurven) und die zyklische Spannungs-Dehnungskurve (ZSDK) bestimmt. Die Versuche unter hoher Mitteldehnung wurden durchgeführt, um das Relaxationsverhalten der Werkstoffe zu beurteilen. Desweiteren sind mit allen diesen Werkstoffen Incremental-Step-Tests durchgeführt worden.

Für die dehnungskontrollierten Versuche wurden die gleichen Proben verwendet, welche für die im vorherigen Kapitel diskutierten kraftkontrollierten Versuche verwendet wurden. Es kann daher davon ausgegangen werden das die Eigenspannungen anfänglich auch bei diesen Proben vorhanden sind. Bei den dehnungskontrollierten Versuchen wird jedoch keine Kompensation der Ergebnisse um die Druckeigenspannungen durchgeführt da aufgrund der plastischen Verformungen im Zeitfestigkeitsbereich davon ausgegangen wird, dass die Eigenspannungen hier nicht stabil sind.

Dehnungskontrollierte Versuche ohne Mitteldehnung mit konstanter Dehnungsamplitude

Bei den anfänglichen Versuchen stellte sich ein Einfluss des Dehnungsaufnehmers auf den Bruchausgangsort heraus, wobei zahlreiche Proben im Bereich der Befestigungsschneiden des Aufnehmers gebrochen sind. Um diesen Einfluss zu vermeiden, sind alle Proben mit einer Kleberschicht im Bereich der Schneiden versehen worden. In **Abbildung 4-3** ist eine Probe mit aufgebrachtener Kleberbeschichtung dargestellt.

Weiterhin müssen die Befestigungsklammern (**Abbildung 4-2**) auf einen bestimmten Anpressdruck der Schneiden eingestellt werden. Sie müssen den Aufnehmer fixieren, ohne in den Werkstoff einzuschneiden, dürfen dabei aber auch nicht so wenig Druck aufbauen, so dass sich die Lage der Klammern während des Versuchs verändert. Unter Berücksichtigung dieser Maßnahmen wurden keine weiteren Bruchausgänge ausgehend von den Schneiden des Befestigungsaufnehmers festgestellt.



**Abbildung 4-2: Probe mit
Dehnungsaufnehmer**

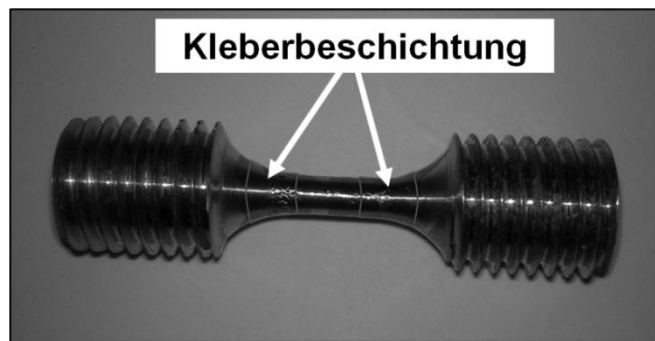


Abbildung 4-3: Probe mit Kleber beschichtet

Die Prüffrequenz der dehnungsgeregelten Versuche beträgt zwischen 1 Hz für große Gesamtdehnungsamplituden und 3 Hz für die kleinste geprüfte Gesamtdehnungsamplitude. Auf den folgenden Seiten werden beispielhaft die statischen und die zyklischen σ - ε -Kurven der Werkstoffe 41Cr4, 2C35 und St37-2 (**Abbildung 4-4 bis Abbildung 4-6**) dargestellt. Die Kurven der weiteren Werkstoffe sind im Anhang aufgeführt. Für die Darstellung wird der Bereich einer Dehnungsamplitude zwischen 0% und 1% verwendet, da 1% der maximalen geprüften Dehnungsamplitude des Incremental-Step-Tests entspricht.

Es wird deutlich, dass alle dargestellten Werkstoffe bis auf den Baustahl St37-2 im dargestellten Dehnungsbereich zyklisch entfestigendes Verhalten aufweisen. Die niedrigfesten Werkstoffe (C35 und 2C35) zeigen bei ~1 % Dehnungsamplitude einen Schnittpunkt der statischen und der zyklischen σ - ε -Kurve und verfestigen zyklisch für $\varepsilon > 1$ %.

Werkstoff 38MnVS6

Die Werkstoffkennwerte der Düsenspannmutterverbindung wurden aus [46] abgeleitet (**Tabelle 4-6**), die Ableitung der Werkstoffkennwerte ist detailliert in [45]

erläutert. Es ergeben sich daraus die in **Anhang C-18** dargestellte Dehnungswöhlerlinie und die in **Anhang C-19** dargestellte zyklische σ - ε -Kurve.

Tabelle 4-6: Abgeleitete zyklische Kennwerte der Düsenspannmutterverbindung (38MnVS6, $R_m = 1150 \text{ MPa}$)

$E \text{ [MPa]}$	$\sigma'_f \text{ [MPa]}$	$\varepsilon'_f \text{ [MPa]}$	b	c	$K' \text{ [MPa]}$	n'
210.000	1105	0,03475	-0,0499	-0,3705	1897,5	0,15

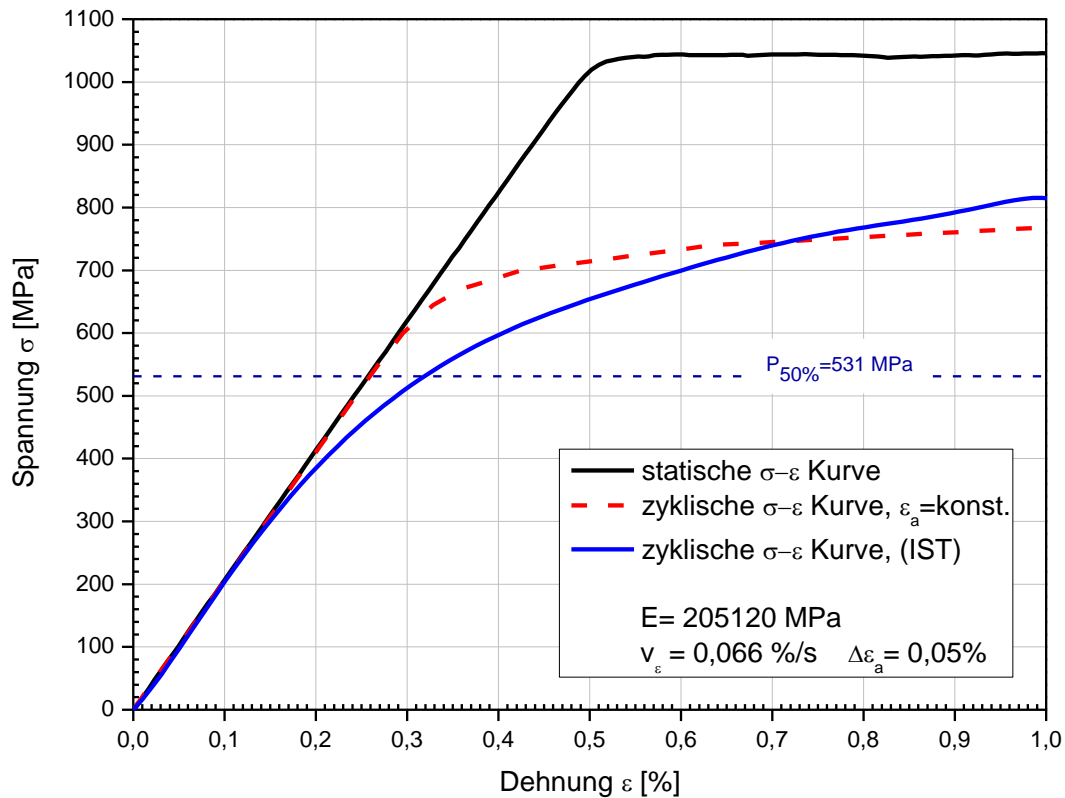


Abbildung 4-4: Vergleich Spannungs-Dehnungskurven 41Cr4

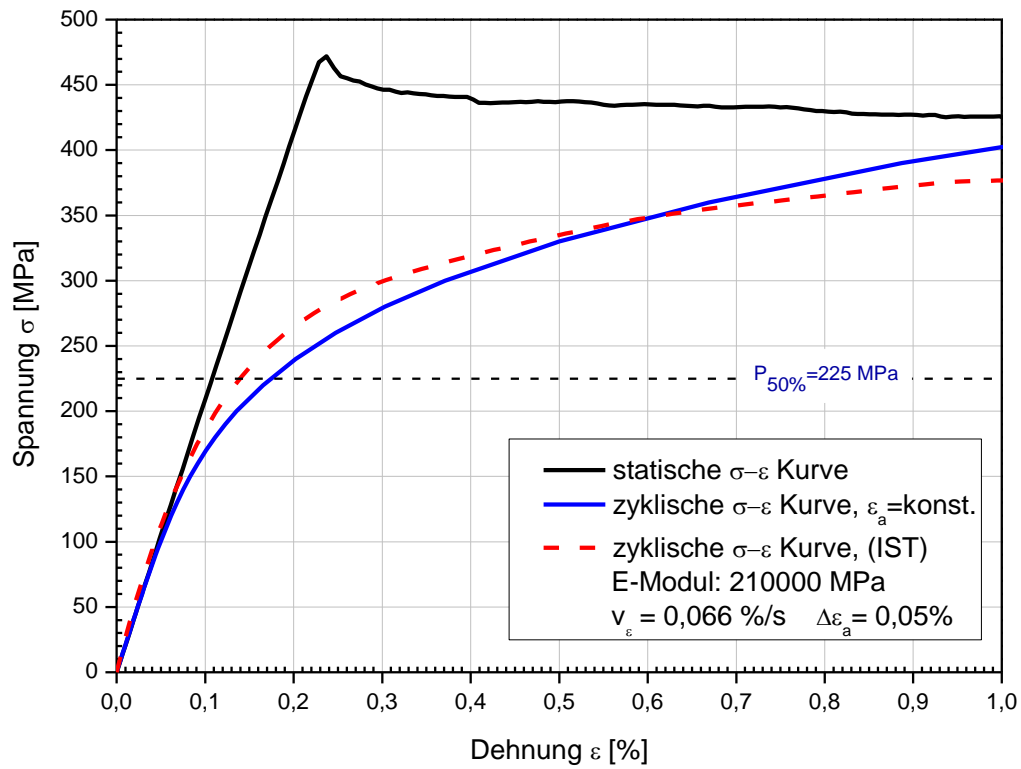


Abbildung 4-5: Vergleich Spannungs-Dehnungskurven 2C35

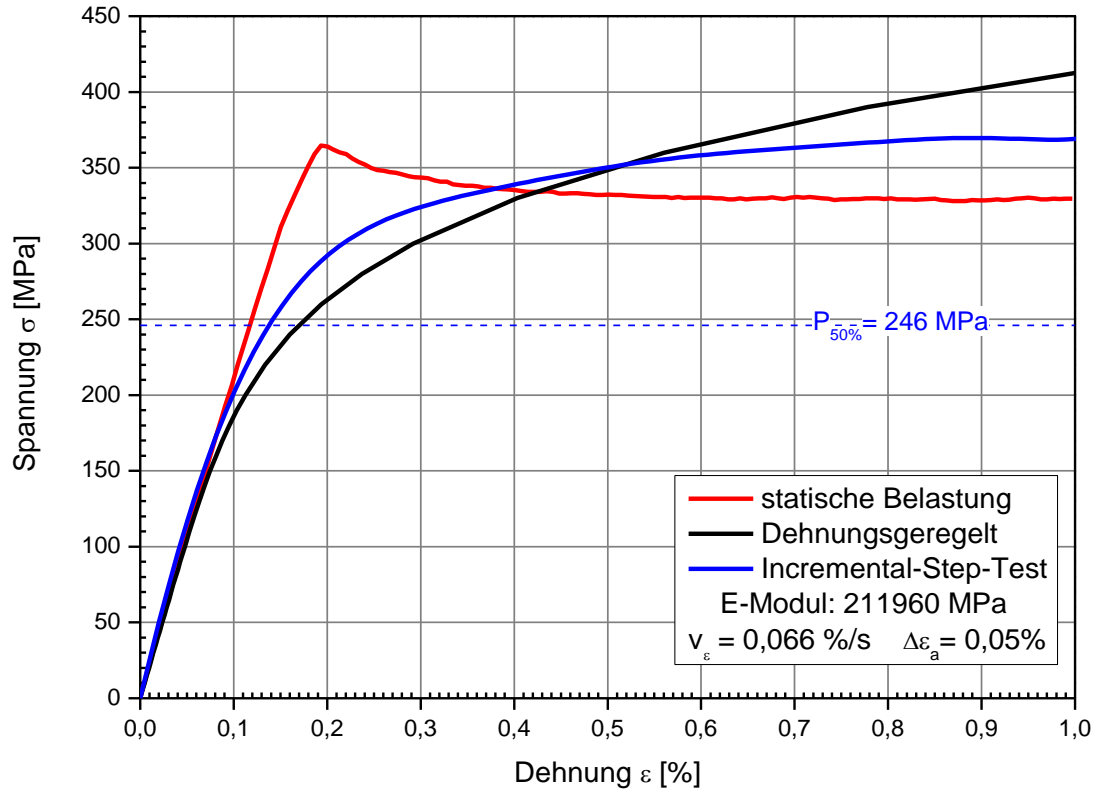


Abbildung 4-6: Vergleich Spannungs-Dehnungskurven St37-2

Vergleich der zyklischen Spannungs-Dehnungskurven

Werden sämtliche experimentell ermittelten zyklischen σ - ε -Kurven verglichen, (**Abbildung 4-7**) zeigt sich, dass die höherfesten Werkstoffe 41Cr4 und 36CrB4 und die niederfesten Werkstoffe St37-2, C35 und 2C35 näherungsweise gleiches zyklisches σ - ε -Verhalten aufweisen. Dieses wird im folgenden Kapitel auch in der Darstellung der Dehnungswöhlerlinien deutlich (**Abbildung 4-10**).

Um die zyklischen σ - ε -Kurven beurteilen zu können, werden diese weiterhin mit Literaturkennwerten nach der Datensammlung von Boller und Seeger [14] verglichen. Am ehesten vergleichbar mit den experimentell ermittelten Linien sind die in **Tabelle 4-7** aufgelisteten Werkstoffe.

Die zyklische σ - ε -Kurve des Werkstoffs Ck35 nach Boller/ Seeger liegt dabei etwas höher als die geprüften σ - ε -Kurven der Werkstoffe C35 und 2C35, dieses kann auf die ungefähr 10% höhere Festigkeit zurückgeführt werden (**Abbildung 4-8**).

Tabelle 4-7: Vergleich der Werkstoffkennwerte mit Werkstoffen aus Boller/ Seeger [14]

Experimentell untersuchte Werkstoffe		Vergleichswerkstoff nach Boller/Seeger
41Cr4 ($R_m = 1121 \text{ MPa}$)	42CrMo4 ($R_m = 1124 \text{ MPa}$)	42CrMo4 ($R_m = 1111 \text{ MPa}$)
C35 ($R_m = 570 \text{ MPa}$)	2C35 ($R_m = 556 \text{ MPa}$)	Ck35 ($R_m = 617 \text{ MPa}$)

4.3 Dehnungsgeregelte Versuche unter hoher Mitteldehnung

Die dehnungsgeregelten Werkstoffversuche unter hoher Mitteldehnung (**Abbildung 4-9**) wurden aus zwei Gründen durchgeführt (vgl. Kapitel 2.1): Erstens sollen die hohen örtlichen Mittelspannungszustände im Gewindegrund der Schraube nachgebildet werden, um die jeweiligen berechneten örtlichen Dehnungsamplituden ε_a hinsichtlich zyklischer Ver- oder Entfestigungsvorgänge zu überprüfen. Zweitens soll die Zurückführung eines mittelspannungsbehafteten Spannungszustandes auf den mittelspannungsfreien Spannungszustand über den jeweiligen Schädigungsparameter überprüft werden.

In **Tabelle 4-8** und **Tabelle 4-9** werden die zyklisch stabilisierten Ober- und Unterspannungen der dehnungsgeregelten Versuche für die Mitteldehnungen $\varepsilon_m = 1,4\%$ und $\varepsilon_m = 0,8\%$ zusammengefasst. Bei den Versuchen ist die Oberdehnung

($\varepsilon_o = \varepsilon_m + \varepsilon_a$) immer zu $\varepsilon_o = 1,6\%$ festgesetzt, so dass diese einen gewissen Abstand von der Gleichmaßdehnung A_g zeigt, um eine statische Einschnürung zu vermeiden. In Kapitel 6.6 werden die Versuche über die Schädigungsparameter P_{SWT} und P_J auf mittelspannungsfreie Zustände zurückgeführt.

Tabelle 4-8: Zyklisch stabilisierte Werte für $\varepsilon_m = 1,4\%$ und $\varepsilon_a = 0,2\%$ (in MPA)

Werkstoff	C35	41Cr4	2C35	36CrB4	St37-2
σ_o	340	1050	280	1000	260
σ_u	-220	300	-240	280	-260

Tabelle 4-9: Zyklisch stabilisierte Werte für $\varepsilon_m = 0,8\%$ und $\varepsilon_a = 0,8\%$ (in MPA)

Werkstoff	C35	41Cr4	2C35	36CrB4	St37-2
σ_o	430	920	420	800	420
σ_u	-360	-680	-370	-680	-370

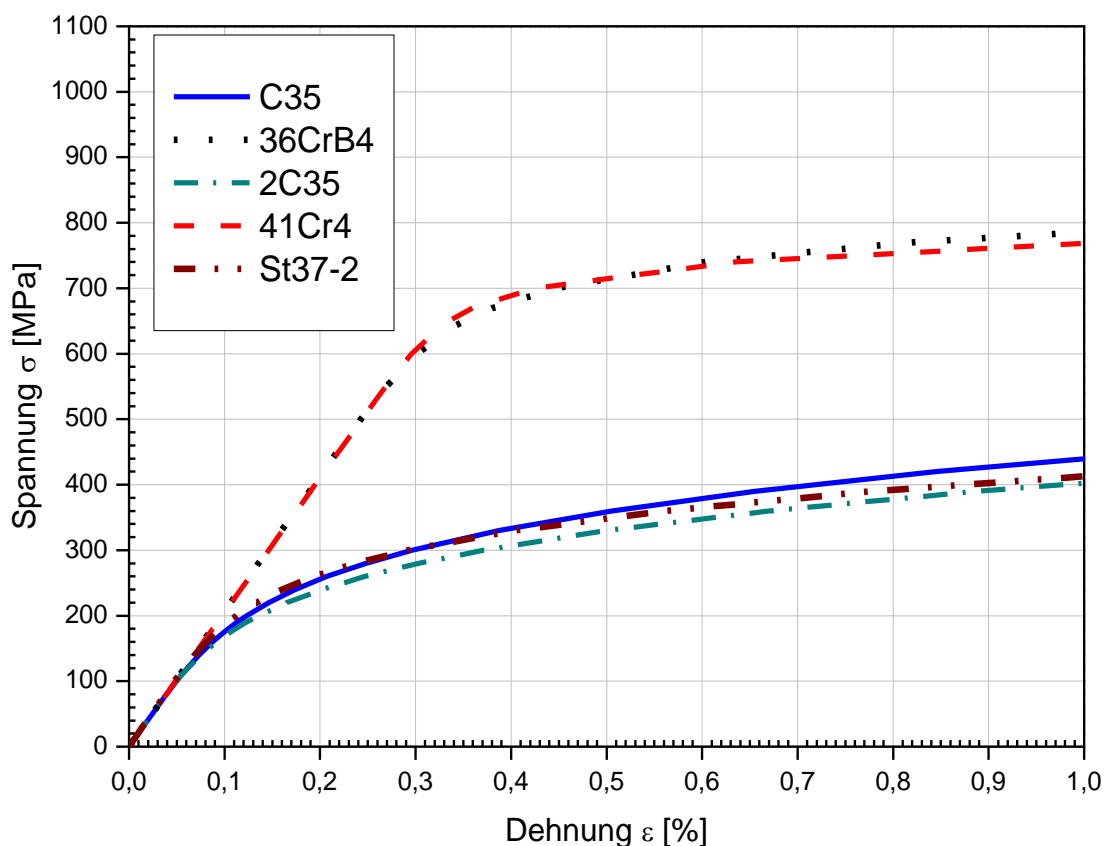


Abbildung 4-7: Vergleich der experimentell ermittelten σ - ε -Kurven

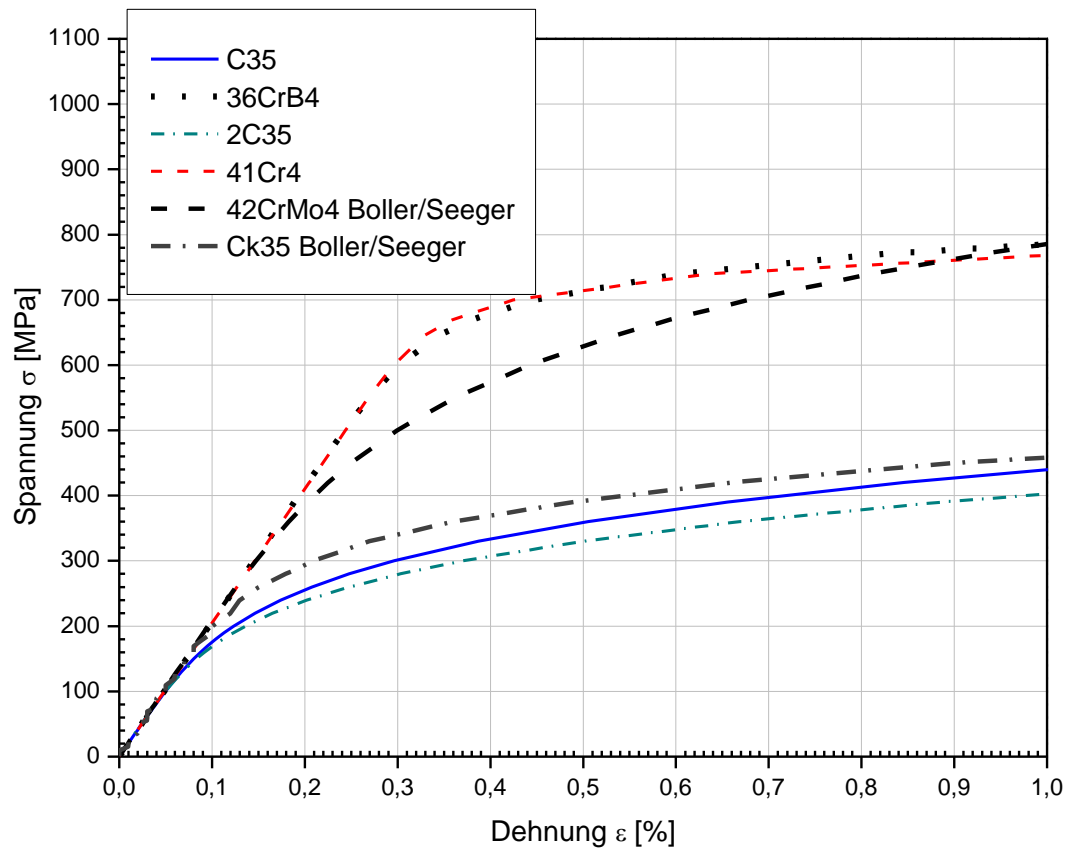


Abbildung 4-8: Vergleich der experimentell ermittelten σ - ε -Kurven mit Ergebnissen aus Boller/Seeger

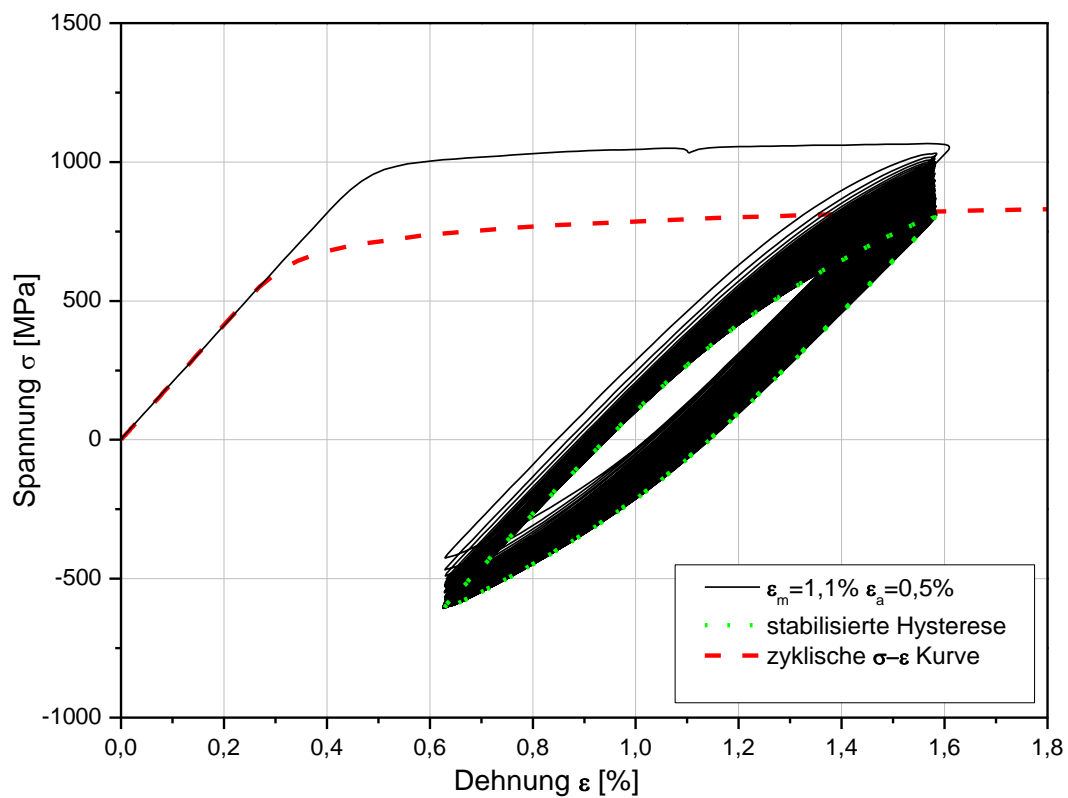


Abbildung 4-9: Versuch unter hoher Mitteldehnung (41Cr4)

4.4 Dehnungswöhlerlinien

Um zu einer dehnungskontrollierten Wöhlerkurve zu gelangen, werden die Gesamtdehnungsamplituden über der Anrisschwingspielzahl im Diagramm aufgetragen. Zur Ermittlung der Anrisschwingspielzahlen wurden die mitgeschriebenen Spannungen über der Schwingspielzahl der dehnungsgeregelten Versuche ausgewertet. Sobald bei einem Anriss die zyklisch stabilisierte Spannung nicht mehr vollständig übertragen werden kann, wird die Anrisschwingspielzahl festgesetzt. Eine Aussage über die Anrisslänge für die bruchmechanische Rissfortschrittsberechnung kann bei dieser Vorgehensweise jedoch nicht gemacht werden.

Die Wöhlerlinien sind im Anhang für jeden Werkstoff detailliert dargestellt. Sämtliche Anrissdehnungswöhlerlinien sind in **Abbildung 4-10** vergleichend dargestellt, die Kennwerte sind in **Tabelle 4-10** zusammengefasst. Es zeigt sich, dass die Linien der hohen Festigkeitsklasse Fk 10.9 (Werkstoff: 41Cr4 und 36CrB4) sehr nahe beieinander liegen und dass die Linien der niedrigen Festigkeitsklasse (Werkstoff: C35, 2C35 und St37-2) ähnliches ε - N -Verhalten aufweisen.

Werden die geprüften Werkstoffkennwerte mit den Literaturkennwerten nach Boller/Seeger [14] verglichen, zeigt sich für den härtesten Werkstoff, insbesondere im Bereich von Schwingspielzahlen bis $N = 1 \cdot 10^6$, eine sehr gute Übereinstimmung (**Abbildung 4-11**).

Für die niedrige Festigkeitsklasse liegt der Werkstoff Ck35 ($R_m = 617 \text{ MPa}$) der Boller/Seeger Datensammlung höher in der ertragbaren Dehnungsamplitude als die geprüften Werkstoffe C35 und 2C35. Dieses kann wiederum auf die ungefähr 10% höhere Zugfestigkeit des Literaturwerkstoffes Ck35 zurückgeführt werden.

Tabelle 4-10: Kennwerte der zyklischen σ - ε -Kurve und der Dehnungswöhlerlinie

Werkstoff	E [MPa]	σ'_f [MPa]	ε'_f [MPa]	b	c	K' [MPa]	n'
41Cr4	205100	1037	3,432	-0,043	-0,9105	979	0,047
C35	206800	978	0,24368	-0,112	-0,4844	1358	0,232
36CrB4	206600	1208	0,8	-0,060	-0,71	1208	0,085
2C35	210000	945	0,264	-0,119	-0,49	1305	0,24
38MnVS6	210000	1105	0,03475	-0,049	-0,3705	1897,5	0,15
St37-2	211900	684	0,112	-0,08	-0,418	1024	0,19

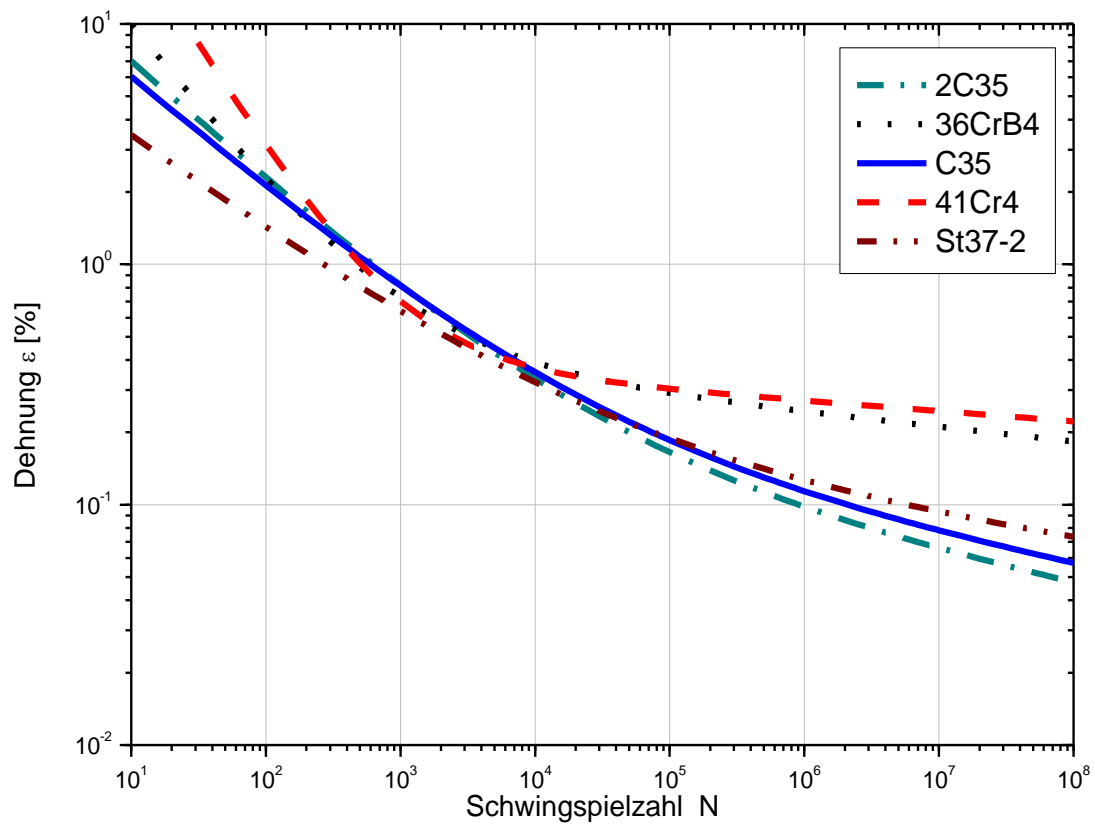


Abbildung 4-10: Vergleich sämtlicher Dehnungswöhlerlinien

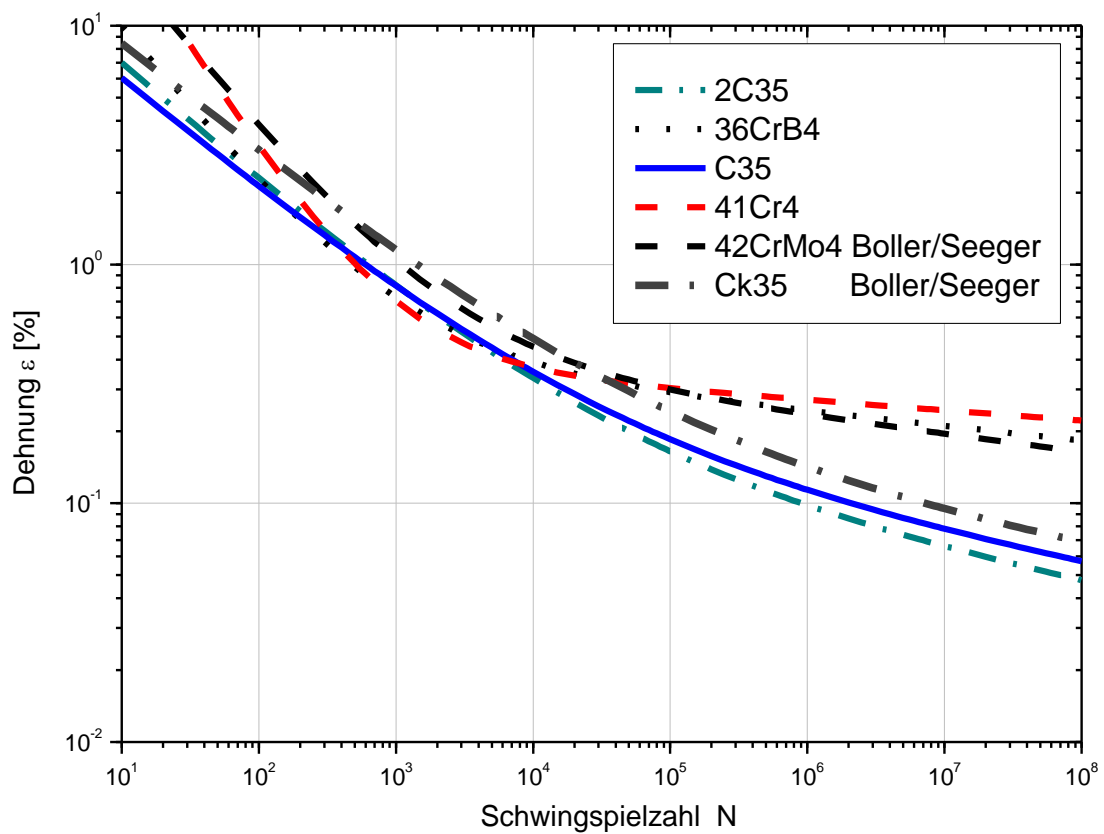


Abbildung 4-11: Vergleich der Dehnungswöhlerlinien mit Ergebnissen aus Boller/Seeger [14]

4.5 Übertragbarkeit von Werkstoffkennwerten

Bei der Anwendung des Örtlichen Konzeptes stellt sich immer die Frage, ob die aus den ungekerbten Werkstoffproben ermittelten statischen und zyklischen Kennwerte auf die zu bewertende Stelle der maximalen Beanspruchung übertragbar sind. Die untersuchten Schrauben sind spanlos hergestellt (gewalzt) und wurden in einem weiteren Behandlungsschritt schlussvergütet. Es kann daher davon ausgegangen werden, dass die während des Fertigungsprozess induzierten Druckeigen-spannungen während des Wärmebehandlungsprozesses abgebaut worden sind.

Die Übertragbarkeit der Werkstoffkennwerte wurde durch Mikrohärtemessungen überprüft. Mikrohärtemessungen sind über dem Schraubenquerschnitt und entlang des Gewindegrundes durchgeführt worden (**Abbildung 4-12**). Über dem Querschnitt ergibt sich ein Mittelwert von 358 HV 0,3 und entlang des Gewindegrundes ein Mittelwert von 356 HV1 (**Abbildung 4-13**). Die Messunsicherheit beträgt 32,7 HV0,3 und 9,9 HV1. Im Vergleich dazu beträgt die Messunsicherheit der Härtevergleichsplatten 32,4 HV 0,3 und 8,1 HV1 (**Tabelle 4-11**).

Die gemessenen Mittelwerte über dem Schraubenquerschnitt und entlang des Gewindegrundes zeigen eine gute Übereinstimmung. Die am Gewinde ermittelten Messunsicherheiten sind nur geringfügig größer als die an der Härtevergleichsplatte ermittelten Messunsicherheiten, die Streuung der Messung im Gewinde liegt damit innerhalb der Messgenauigkeit des Verfahrens für die beiden geprüften Kleinlast-bereiche HV1 und HV0,3. Es kann daher von einer Übertragbarkeit der Werkstoff-kennwerte des Gewindegrundes auf die Werkstoffkennwerte, welche aus der Mitte des Schraubenkörpers an glatten Proben ermittelt wurden, ausgegangen werden.

Tabelle 4-11: Vergleich der Härtewerte

	Entlang Gewindegrund HV1	Über Schraubenquerschnitt HV 0,3
Mittelwert der Messung im Gewinde	356 HV1	358 HV0,3
Messunsicherheit der Messung im Gewinde	9,9	32,7
Messunsicherheit der Härtevergleichsplatte	8,1	32,4

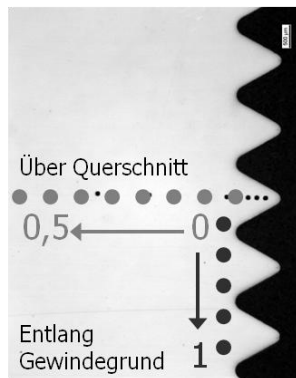


Abbildung 4-12:
Orte der Messungen

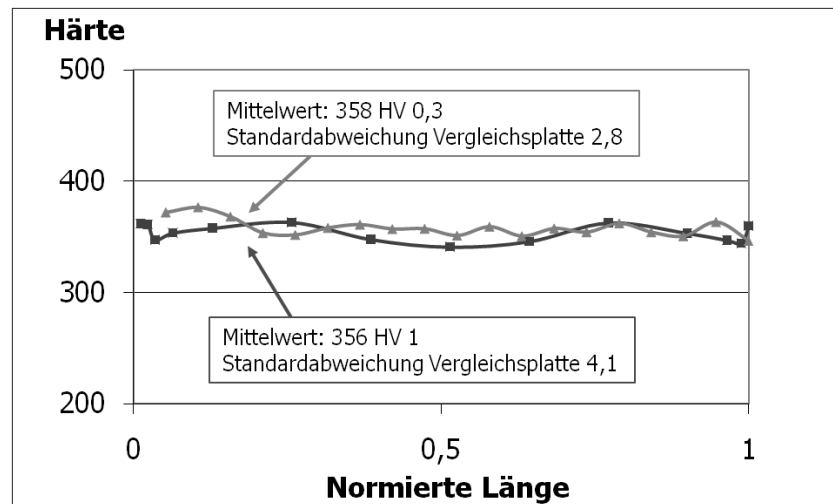


Abbildung 4-13:
Verlauf der Mikrohärte

4.6 Zusammenfassung der Werkstoffcharakterisierung

Für die örtliche Bewertung müssen zyklische Spannungs-Dehnungskurven und Dehnungswöhlerlinien des zu bewertenden Bauteiles zur Verfügung stehen. Es wurden daher Proben aus den untersuchten Gewindeverbindungen gefertigt. Die ermittelten Werkstoffkurven zeigen insgesamt eine gute Übereinstimmung mit Literaturkennwerten nach der Datensammlung von Boller und Seeger [14].

Um die Übertragbarkeit der Kennwerte auf die Stelle der maximalen Beanspruchung sicherzustellen sind Mikrohärtemessungen über dem Querschnitt der Schraube durchgeführt worden. Da die Härte im Gewindegrund nicht wesentlich von der Härte im Schraubeninneren abweicht kann von einer Übertragbarkeit ausgegangen werden.

Um die hohen örtlichen Mittelspannungszustände im Gewindegrund der Schraube nachbilden zu können werden dehnungsgeregelte Versuche bei hoher Mitteldehnung durchgeführt. Die härtesten Werkstoffe (41Cr4 und 36CrB4) weisen dabei eher zyklisch entfestigendes Verhalten auf und die niederfesten Werkstoffe (C35, 2C35 und St37-2) zeigen nur geringe zyklische Ver- und Entfestigungsvorgänge.

5 Numerische Untersuchungen

In diesem Kapitel wird die 2D- und 3D-Modellbildung von Gewindeverbindungen detailliert am Beispiel der M10 Schraube-Mutterverbindung erläutert und deren Vernetzung dargestellt. Im Anhang sind die FEM-Modelle der weiteren Verbindungen aufgeführt. Die Ergebnisse der 2D- und 3D- Modelle werden untereinander und mit experimentellen Ergebnissen verglichen. Weiterhin werden Untersuchungen durchgeführt, um den Einfluss von Geometrie- und Werkstoff-Toleranzen auf die Schwingfestigkeit beurteilen zu können.

5.1 Geometrie und Vernetzung

Die Geometrie der Schraube-Mutterverbindung wurde abgeleitet aus den Mittelwerten der zulässigen Grenzmaße für Bolzengewinde nach DIN 13 [21] (**Tabelle 5-1**, Abbildung 2-14). Die relevanten Kennwerte der Muttergeometrie sind in **Tabelle 5-2** nach **Abbildung 5-1** zusammengefasst.

Tabelle 5-1: Geometrie der klassischen Schrauben-Mutterverbindung M10

	Schraube	Mutter
Gewinde	M10	M10
Schlüsselweite $[mm]$	-	16
Steigung P_s bzw. P_m $[mm]$	1,5	1,5
Toleranzklasse	6g	6H
Mittlerer Aussen-Ø d $[mm]$	9,85	10,0
Mittlerer Flanken-Ø d_2 bzw. D_2 $[mm]$	8,928	9,116
Mittlerer Kern-Ø d_3 bzw. D_1 $[mm]$	8,033	8,526
Flankenwinkel α_s bzw. α_m $[^\circ]$	60	60
Gewindeausrundungsradius r $[mm]$	0,2	-
Spannungsquerschnitt A_s $[mm^2]$	58	-
Reibkoeffizient im Gewinde μ_g	0,1	0,1
Vernetzung: Elementlänge im Gewindegrund $[mm]$	0,02	-

Tabelle 5-2: Geometrie der Mutter

	Schraube	Mutter
Mittlere Mutternhöhe m $[mm]$	-	8,22
m_w $[mm]$	-	7
Θ_c $[^\circ]$	-	120

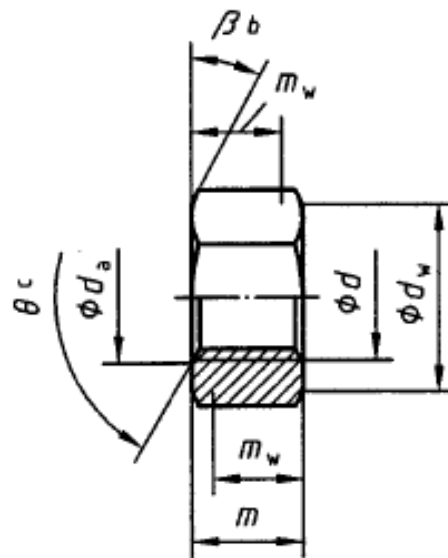


Abbildung 5-1: Kennwerte einer Sechskantmutter (Tabelle 5-1)

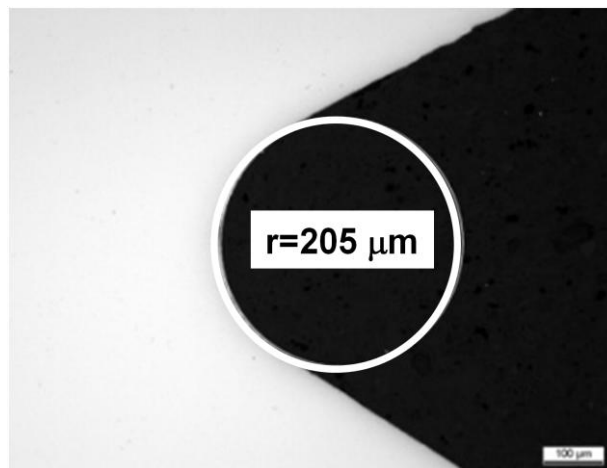


Abbildung 5-2: Gewindegrundradius der Schraube M10 Fk 10.9

Die Gewindegrundradien wurden für die untersuchten Verbindungen aus metallographischen Schliffen ermittelt. Für die M10-Verbindung ergibt sich nach **Abbildung 5-2** ein Gewindegrundradius von $r = 205\ \mu m$, eine Übersicht der Schliffbilder sämtlicher untersuchter Verbindungen ist in [45] gegeben.

Zuerst wird auf das axialsymmetrische Modell (**Abbildung 5-3**) eingegangen. Dieses bietet gegenüber einem dreidimensionalen Modell den Vorteil einer geringeren Modellkomplexität, was eine feinere Vernetzung des beanspruchten Gewindegrundes bei gleichbleibender Rechendauer ermöglicht.

Das Gesamtmodell ist zur Nachbildung der realen Verhältnisse in der Prüfeinrichtung in drei Teilen aufgebaut: Schraube, Mutter und Unterlegscheibe. Sämtliche Teile sind

über „Surface-to-Surface“ Kontakte miteinander verknüpft, die Schraube mit der Mutter über das modellierte Gewinde und die Mutter über die untere Auflagefläche mit der Unterlegscheibe. Die Kontaktbedingung ist als „Hard-Contact“ definiert. Als Reibungskoeffizient wurde als Mittelwert aus [47] für die Coulombsche Reibung $\mu = 0,1$ angenommen. Die Unterlegscheibe ist in sämtlichen Freiheitsgraden gegen Verschieben gesichert. Die zyklische Kraft wurde in einem zusätzlich erstellten Punkt über eine „Coupling-Constraint“ auf die Unterseite der Schraube aufgebracht, dieser Punkt ist gegen Verdrehen gesichert.

Der beanspruchungskritische Gewindegrund ist sehr fein vernetzt, die umliegende Geometrie ist gröber vernetzt. Hierzu wurde die Schraube partitioniert (**Abbildung 5-4**) um einen gleichmäßigeren Übergang des Netzes zu gewährleisten. In der Vernetzung des Gewindegrundes sind sämtliche Verbindungen mit einer Elementlänge von $0,02\text{ mm}$ vernetzt, dieses führt zu ca. 20 Elementen im Gewindegrund. In [34] wurden Konvergenzstudien zur Vernetzung durchgeführt, es zeigte sich, dass eine Vernetzung mit mindestens 15 Elementen im Gewindegrund ausreichend ist und konvergente Ergebnisse liefert.

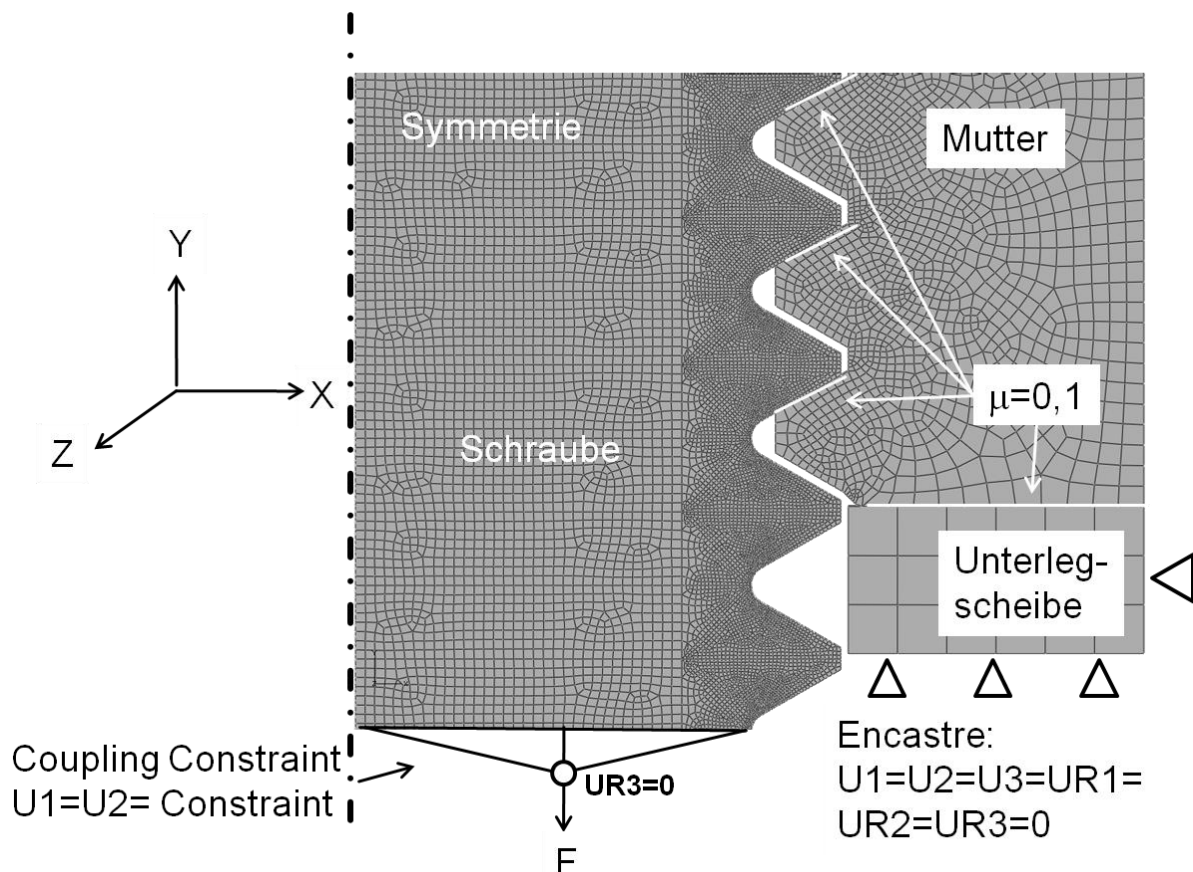


Abbildung 5-3: Randbedingungen der Schraube-Mutterverbindung

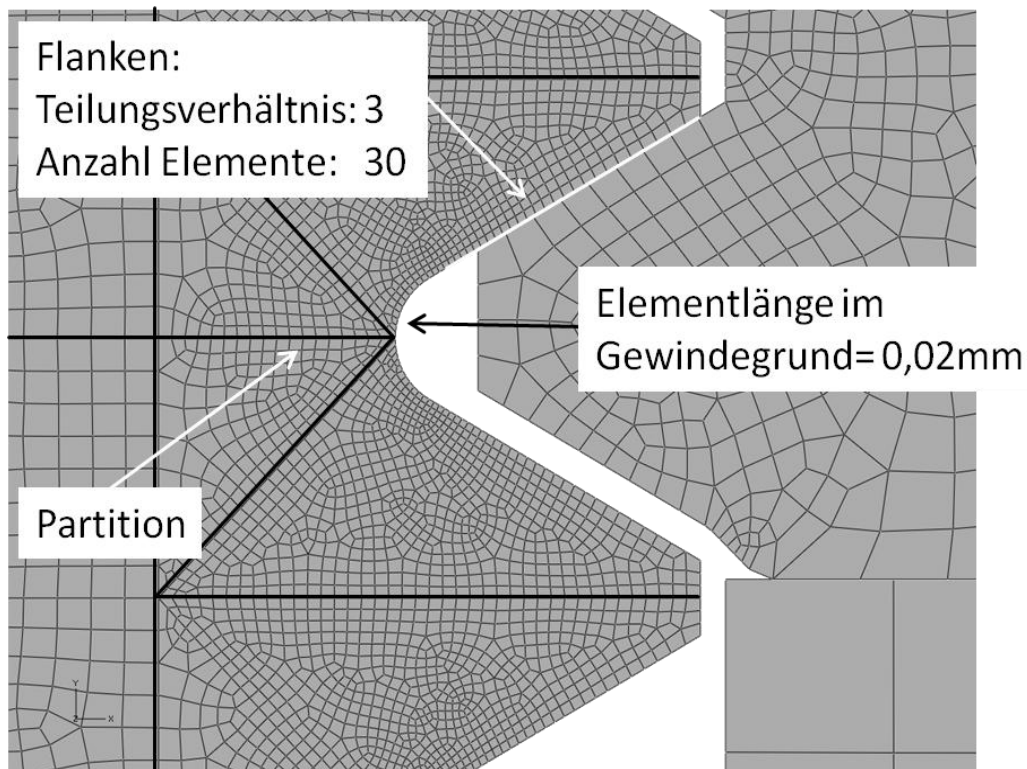


Abbildung 5-4: Vernetzung und Partitionierung der Schraube-Mutterverbindung

5.2 Material- und Verfestigungsgesetz

Die Ansätze auf den Elementkanten wurden nach [48] abhängig von der Art des vorgegebenen Werkstoffgesetzes (elastisch oder elastisch-plastisch) als lineare oder quadratische Ansätze gewählt (**Tabelle 5-3**).

Tabelle 5-3: Materialgesetz und Elemente

Berechnung	Ansatz auf Elementkanten	Elementtyp
elastisch	quadratisch	CAX8R
Elastisch-plastisch	linear	CAX4R

Die elastischen Werkstoffeigenschaften sind in Form des Elastizitätsmoduls E und der Querkontraktionszahl ν definiert. Die plastischen Werkstoffeigenschaften werden in Form von wahren Spannungen σ_W und wahren Dehnungen ε_W angegeben. Diese lassen sich bei vorgegebenen technischen Spannungen σ_T und technischen Dehnungen ε_T wie folgt berechnen:

$$\sigma_W = \sigma_T \cdot (\varepsilon_T + 1) \quad (5.1)$$

$$\varepsilon_W = \ln(1 + \varepsilon_T) \quad (5.2)$$

Als Verfestigungsgesetz wird für sämtliche Modelle das in ABAQUS [48] vorhandene kombinierte Verfestigungsgesetz nach Lemaitre und Chaboche [49] gewählt. Dieses wird in Abaqus über „Combined Hardening“ und „Half Cycle“ vorgegeben wobei „Number of Backstresses“ gleich 10 gesetzt wurde. Örtliche Ver- und Entfestigungsvorgänge werden nicht in der FEM berücksichtigt. Die Berücksichtigung von Relaxationsvorgängen findet „offline“ durch das Zusammensetzen der Hysteresen statt, dieses wird in Kapitel 6.1 näher erläutert. In Kapitel 6.4 ist eine Aussage zur Mehrachsigkeit im Gewindegrund gemacht.

5.3 Vorgabe der Last-Zeit-Funktion

Zur Vorgabe der Last-Zeit-Funktion werden die Umkehrpunkte der einstufigen Last $F_{(t)}$ definiert. Die Umkehrpunkte werden als zwei Oberlasten F_O , die jeweils dem ersten und dem dritten Step zugeordnet werden, und einer Unterlast F_U , die dem zweiten Step zugeordnet ist, definiert (**Abbildung 5-5**). Diese Lastabfolge ruft örtlich in der Schraube eine vollständig geschlossene Hysterese hervor und ermöglicht so die Bewertung der örtlichen Schädigung.

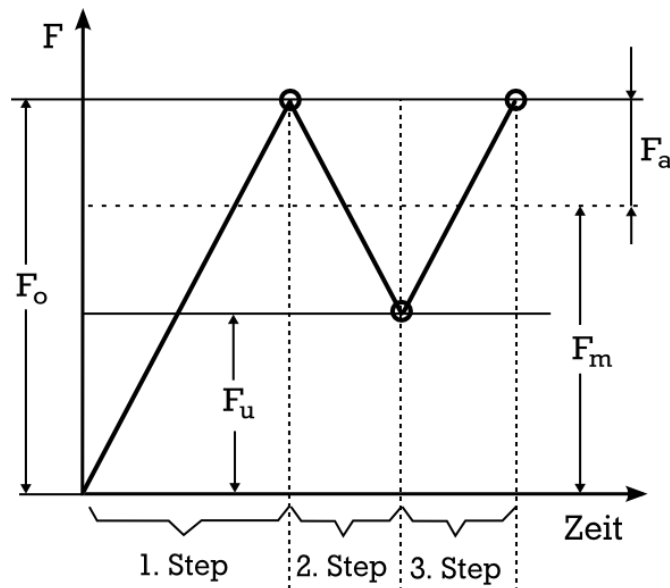


Abbildung 5-5: Last-Zeit-Funktion $F_{(t)}$

5.4 Erstellung von 3D-Modellen

Um zu überprüfen, ob 2D-Berechnungen ausreichend genaue Ergebnisse liefern und das örtliche σ - ε -Verhalten realitätsnah abbilden, wurden zum Vergleich 3D-Berechnungen unter Berücksichtigung der Steigung durchgeführt. Hierzu wurde sowohl elastisches als auch elastisch-plastisches Materialverhalten in der Berechnung berücksichtigt.

Das Gesamtmodell ist aus den einzelnen Teilkörpern Mutter, Gewindezahn, Auflager, Gewindegrund und Bolzen zusammengesetzt, um eine feinere Vernetzung wichtiger Bereiche zu gewährleisten. Die Elementierung der einzelnen Teilkörper ist in **Abbildung 5-6** dargestellt. Besonders die Vernetzung (**Tabelle 5-5**) des beanspruchungskritischen Gewindegrundes mit Quader-Elementen (**Abbildung 5-7**) ist wichtig, da diese genauere Ergebnisse liefern als eine Elementierung mit Tetraeder-Elementen. Die Auswahl der jeweiligen Elementtypen ist in **Tabelle 5-4** zusammengefasst. Die einzelnen Körper werden über „Tie-Constraints“ [48] starr miteinander zu einem Gesamtmodell verknüpft.

Tabelle 5-4: Auswahl der Elemente

	Tetraeder Elemente	Quader Elemente
Elastisch	C3D10M	C3D20R
Elastisch-Plastisch	C3D4	C3D8R

Tabelle 5-5: Vernetzung der Schraube des M10 3d Modells

Gewindegrund Elementlänge [mm]	0,1 Tangentialrichtung 0,03 Axialrichtung
Gewindezahn Elementlänge [mm]	0,50 außen 0,25 innen
Bolzen Elementlänge [mm]	0,5
Auflager (Unterlegscheibe) Elementlänge [mm]	2

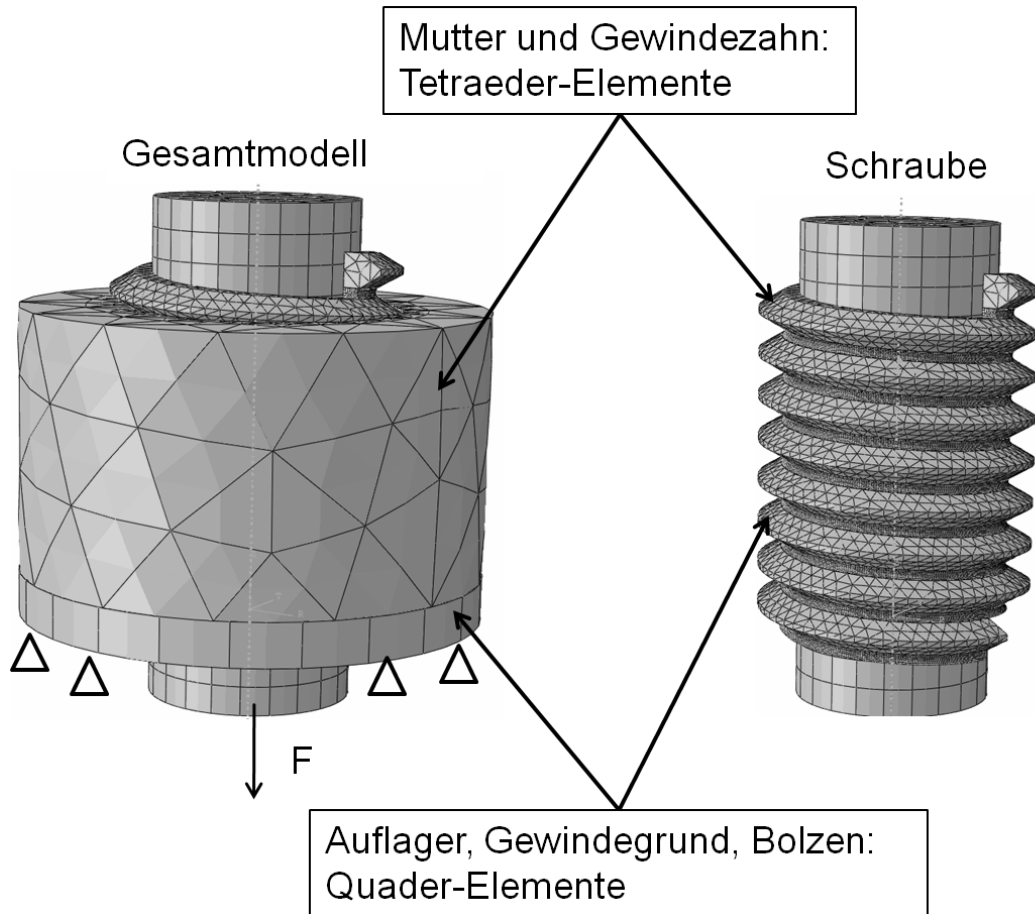


Abbildung 5-6: Randbedingungen und Vernetzung der 3D-Schraube-Mutterverbindung

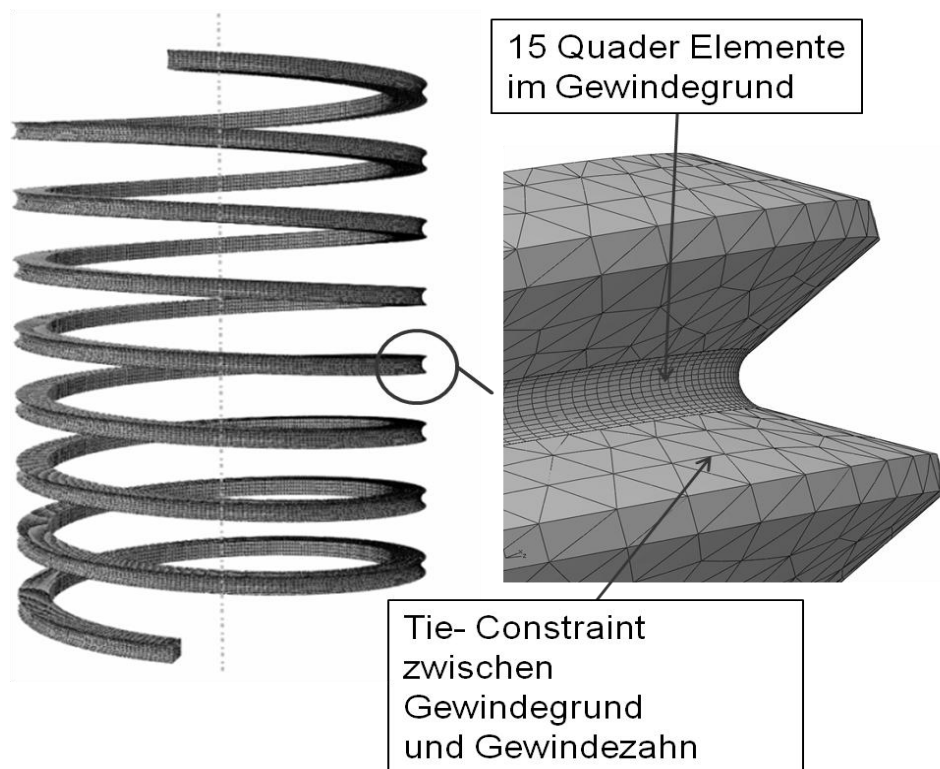


Abbildung 5-7: Vernetzung im Gewindegrund der 3D-Schraube-Mutterverbindung

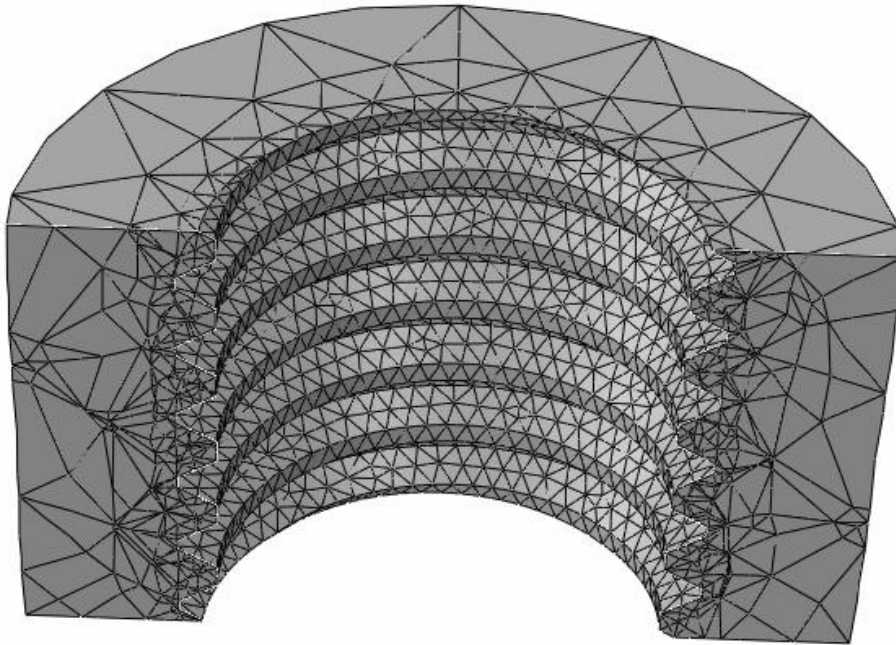


Abbildung 5-8: Vernetzung der 3D-Mutter

Die Geometriedaten der 3D-Berechnung sind zu denen der 2D-Modelle (Tabelle 5-1) identisch. Die Mutter wurde aus einem Geometriemodell gefertigt und nicht partitioniert (**Abbildung 5-8**). Für die Modellierung des Muttergewindeeinlaufs sind der Einlaufwinkel θ_c und die Einlaufhöhe m_w nach Tabelle 5-1 angenommen worden. Um die Elementanzahl und damit die Rechenzeit gering zu halten, ist die Mutter außen (Elementlänge = 4 mm) wesentlich gröber vernetzt als innen (Elementlänge = 0,4 mm).

5.5 Auswertung der örtlichen Beanspruchung

Für die Berechnung der Schädigungsparameter ist grundsätzlich die zu benutzende Spannung (Hauptspannung, von Mises Vergleichsspannung, etc.) nicht vorgeschrieben. Je nach Art der Beanspruchungsgröße resultieren unterschiedliche Schädigungsbeiträge, hierdurch wird die berechnete Schwingfestigkeit stark beeinflusst.

Es bietet sich einerseits die Auswertung nach von Mises-Vergleichsgrößen (von Mises-Vergleichsspannung σ_v und von Mises-Vergleichsdehnung ε_v) an, andererseits ist auch die Auswertung nach Hauptnormalspannung σ_1 und Hauptnormaldehnung ε_1 möglich. Der verwendete Zusammenhang zwischen den Vergleichsgrößen und den Hauptnormalspannungen und Hauptnormaldehnungen lautet [50]:

$$\sigma_v = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (5.3)$$

$$\varepsilon_v = \frac{1}{\sqrt{2}(1 + \nu)} \sqrt{(\varepsilon_1 - \varepsilon_2)^2 + (\varepsilon_2 - \varepsilon_3)^2 + (\varepsilon_3 - \varepsilon_1)^2} \quad (5.4)$$

Im Folgenden sind die Vergleichsspannung und Vergleichsdehnung immer nach der oben aufgeführten Formel berechnet. Die einzelnen Größen weisen grundsätzlich die folgenden Vor- und Nachteile für die Auswertung der örtlichen Beanspruchung bei Gewindeverbindungen auf:

Die von Mises Vergleichsspannung berücksichtigt die Mehrachsigkeit des Spannungszustands im Kerbgrund. Die Vergleichsgrößen weisen im Gegensatz zu den Hauptgrößen ihr Maximum für alle Lasten im Kerbgrund auf. Eine Auswertung der Beanspruchung nach den Vergleichsgrößen wird somit dem experimentellen Nachweis des Bruchausgangsorts im Kerbgrund gerecht. Nachteilig erweisen sich die Vergleichsgrößen gegenüber den Hauptgrößen insofern, als die aus den Vergleichsgrößen resultierenden örtlichen Hysteresen einen Spannungs-Dehnungs-Pfad abbilden, der nur für Zugspannungen $\sigma_v > 0$ definiert ist.

5.6 Vergleich der Ergebnisse von 2D- und 3D-Berechnungen

Für die Auswertung der 3D-Ergebnisse wird die Spannung im Gewindegrund, auf der Höhe der maximalen Beanspruchung, sechs Umdrehungen um die Schraube ausgewertet. Bei 0° Grad wird die maximale Beanspruchung festgelegt (**Abbildung 5-10**). Für die rotationssymmetrische 2D-Berechnungen kann die Auswertung nur punktuell alle 360° Grad erfolgen (**Abbildung 5-9**).

Für die örtliche Bewertung von Gewindeverbindungen hat sich die Auswertung nach Hauptspannung σ_1 als am treffsichersten herausgestellt (Kapitel 6). Die Ergebnisse von 2D- und 3D- Modellen sind daher in **Abbildung 5-10** hinsichtlich Hauptspannungen ausgewertet und über dem Winkel aufgetragen. Das 3D-Modell wurde dabei an jedem Elementknoten (1,5° Grad) ausgewertet. Es zeigt sich, dass an der Stelle der maximalen Beanspruchung, im ersten tragenden Gewindegang, die Auswertung sehr genau mit der 2D- Auswertung übereinstimmt. Sowohl für die 2D- als auch für die 3D-Berechnung beträgt die berechnete Kerbformzahl der M10 Verbindung $K_t = 5,1$.

Weiterhin wurde das 3D-Modell mit dem elastisch-plastischen Werkstoffverhalten berechnet, auch hier zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Spannungen und Dehnungen beider Modelle im ersten tragenden Gewindegang. Die Ergebnisse werden detailliert in [45] erläutert.

Die Berechnungsergebnisse bestätigen die Ergebnisse aus [34], auch hier wurden berechnete örtliche Spannungen von 2D- und 3D-Berechnungen miteinander verglichen. Weiterhin wurden in [34] die Berechnungsergebnisse mit Spannungsmessungen an realen Schraube-Mutterverbindungen verglichen. Die Dehnungsmessstreifen wurden dabei im ersten tragenden Gewindegang an einer zehnfach geometrisch ähnlich vergrößerten Schraube der Abmessung M6 appliziert. Sowohl bei dem Vergleich der 2D- und 3D-Berechnungsergebnisse, als auch bei dem Abgleich der experimentell ermittelten Spannungsmessungen zeigte sich eine gute Übereinstimmung (**Abbildung 5-11**).

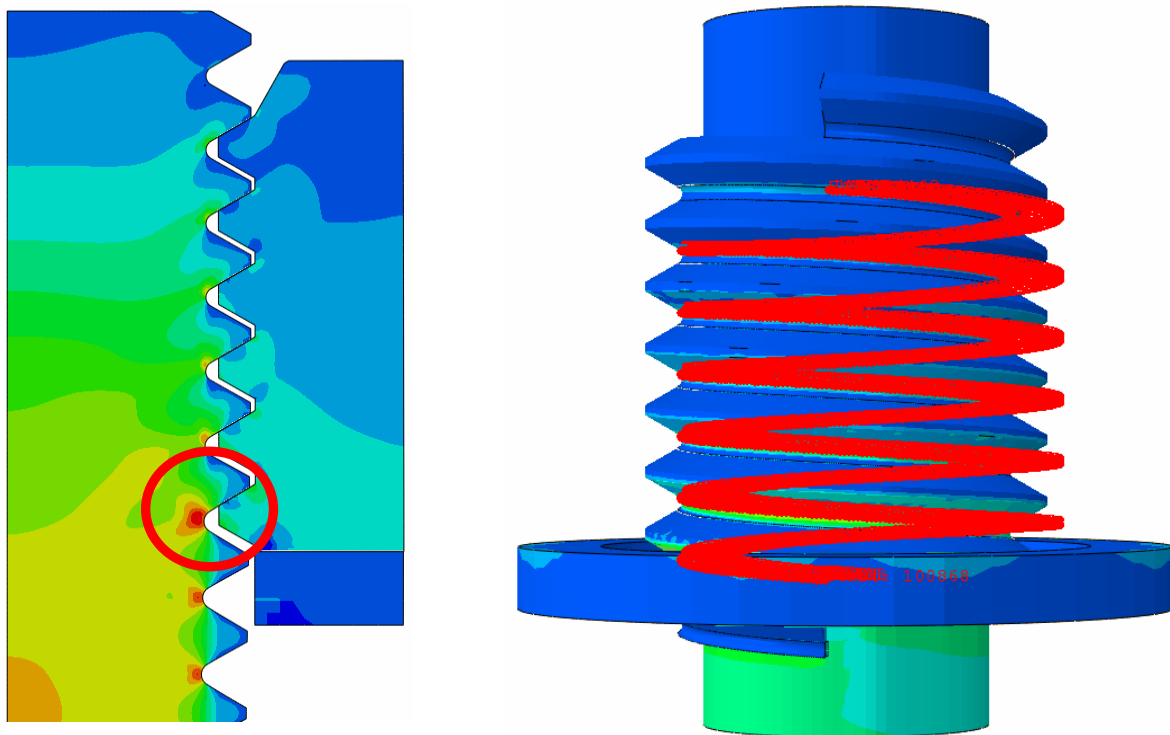


Abbildung 5-9: Auswertung von 2D- und 3D Ergebnissen

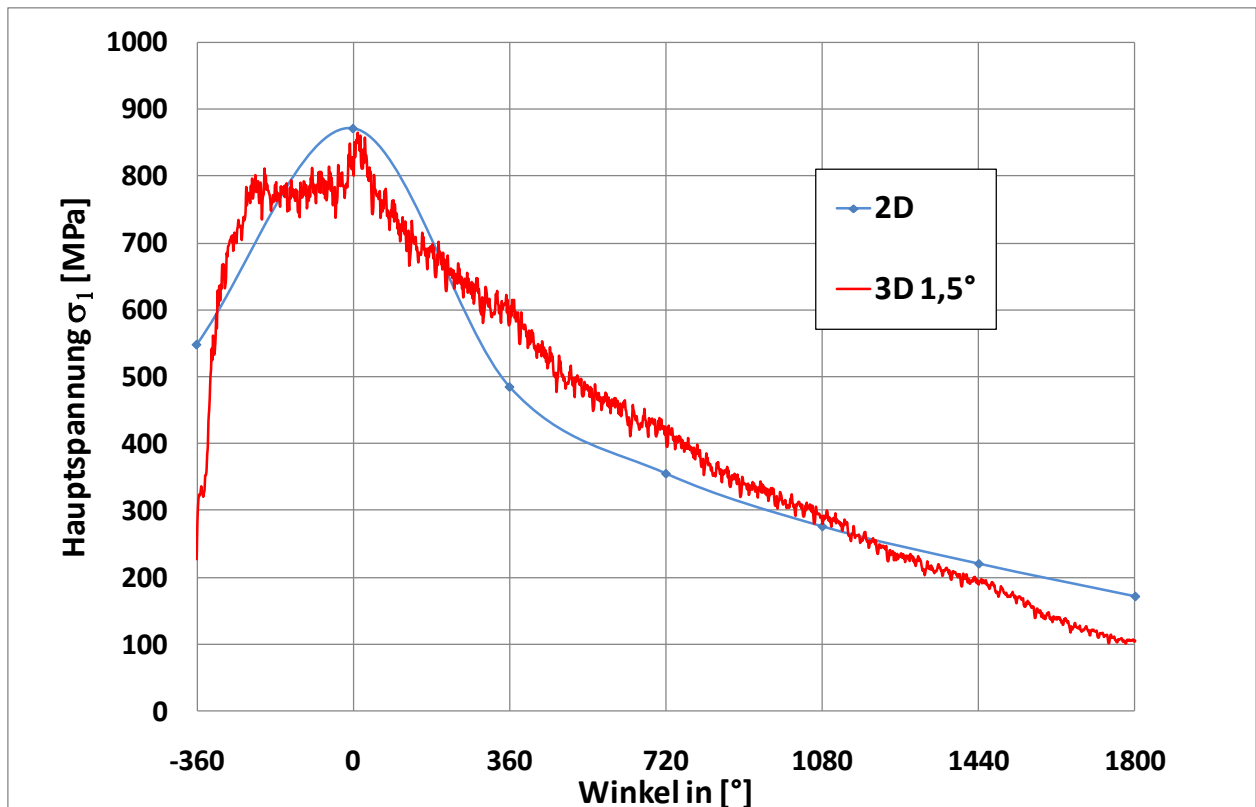


Abbildung 5-10: Elastische Berechnung der Gewindelastverteilung – Vergleich von 2D- und 3D-Berechnungsergebnissen

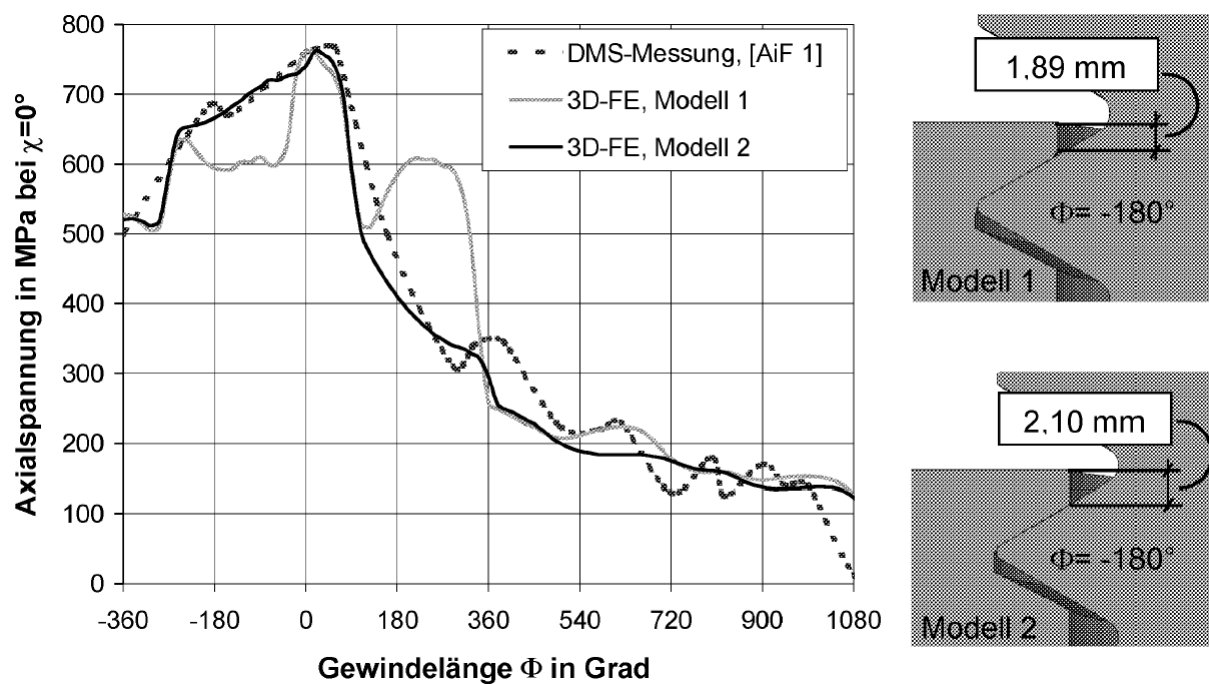


Abbildung 5-11: Vergleich des Spannungsverlaufs bei örtlich elastischem Werkstoffverhalten aus der Simulation und aus DMS-Messungen nach [34]

5.7 Toleranzanalyse der klassischen Schraube-Mutterverbindung

Gewindeverbindungen können Abweichungen von den nominellen Eigenschaften aufweisen. Liegen diese Abweichungen innerhalb eines tolerierbaren Bereiches, so werden die Abweichungen als Toleranzen bezeichnet. Die Toleranzanalyse basiert auf dem Referenzmodell der Schraube-Mutterverbindung der Größe M10 nach Tabelle 5-1, Kapitel 5.1. Das Referenzmodell wird in dem FEM-Modell mit der jeweils betrachteten Toleranz versehen und es werden jeweils Berechnungen für zwei unterschiedliche Mittelspannungsniveaus ($S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$ und $R = 0,1$) und für zwei unterschiedliche Festigkeitsklassen (Fk 5.6 und Fk 10.9) durchgeführt. Um den Einfluss der Toleranz auf die Schwingfestigkeit der Schraube im gesamten Wöhlerbereich erfassen zu können, wird die Analyse für die drei relevanten Lastamplituden 3, 6 und 9 kN durchgeführt.

Die Auswertung erfolgt hier, im Gegensatz zu der in Kapitel 6 vorgeschlagenen Vorgehensweise, nach der Vergleichsspannung und dem Schädigungsparameter P_{SWT} . Für den relativen Vergleich ist diese Vorgehensweise ausreichend.

Der Einfluss der Toleranz auf die Schwingfestigkeit ergibt sich durch den Vergleich des Schädigungsparameters der Schraube im Toleranzfall $P_{SWT,tol}$ mit dem zugehörigen Schädigungsparameter $P_{SWT,ref}$ der Schraube im Referenzfall. Es ist zu beachten, dass eine Schraube mit einer Geometrietoleranz eine vom Referenzfall abweichenden bezogenen Spannungsgradienten χ^* aufweist. Daraus resultiert einen vom Referenzfall abweichende Stützziffer n , welche jeweils in der Berechnung berücksichtigt wurde. Für die Bewertung des Einflusses der Toleranz auf die Schwingfestigkeit wird in den folgenden Abschnitten stets die bezogene Beanspruchungsdifferenz $\Delta P_{SWT}/P_{SWT,ref}$ betrachtet, die sich folgendermaßen berechnet:

$$\frac{\Delta P_{SWT}}{P_{SWT,ref}} = \frac{P_{SWT,tol} - P_{SWT,ref}}{P_{SWT,ref}} \quad (5.5)$$

Die bezogene Schädigungsdifferenz ist

- positiv ($\Delta P_{SWT}/P_{SWT,ref} > 0$), falls sich die Toleranz gegenüber dem Referenzfall schwingfestigkeitsmindernd auswirkt und
- negativ ($\Delta P_{SWT}/P_{SWT,ref} < 0$), falls sich die Toleranz gegenüber dem Referenzfall schwingfestigkeitssteigernd auswirkt.

Als Geometrietoleranz wurde die Gewindesteigungsdifferenz, die Flankenwinkeldifferenz und der Ausrundungsradius untersucht. Weiterhin wurden die Toleranzen der Gewindereibung, der Fließgrenze und der Verfestigung untersucht. Im Folgenden werden nur die Ergebnisse der Gewindesteigungsdifferenz detailliert erläutert. Die Schädigung ist hier im Vergleich zur Schädigung bei den weiteren untersuchten Toleranzen stark von der Mittelspannung abhängig und wirkt sich daher überproportional stark auf die Schwingfestigkeit aus. Die Ergebnisse der weiteren untersuchten Toleranzen (Flankenwinkeldifferenz, Ausrundungsradius, Verfestigung, Fließgrenze) werden in [45] erläutert und verglichen.

Toleranz der Gewindesteigungsdifferenz

Um die Gewindesteigungsdifferenz zu erzeugen, wird die Steigung der Mutter P_M im FE-Modell für alle Gewindegänge gleichermaßen verändert, während die Steigung der Schraube P_S gegenüber dem Referenzmodell unverändert bleibt. Im Gegensatz zu den weiteren untersuchten Toleranzen ist diese Toleranz nicht aus der DIN-Richtlinie 13 ableitbar [21]. Eine Veränderung der Muttergewindesteigung hat den Vorteil, dass die Vernetzung des Schraubengewindes gegenüber dem Referenzmodell unverändert bleibt. Die Toleranz der Gewindesteigung ist wie folgt definiert:

$$\frac{\Delta P}{P_S} = \frac{P_M - P_S}{P_S}. \quad (5.6)$$

Betrachtet werden die zwei Gewindesteigungsdifferenzen $\Delta P/P_S = +0,5\%$ und $\Delta P/P_S = -0,5\%$. Eine Gewindesteigungsdifferenz von 0,5 % entspricht bei fünf belasteten Gewindegängen einem absoluten Wert von $37,5 \mu\text{m}$ im letzten Gewindegang. Dieser absolute Wert hat die Größenordnung einer Rauigkeit von

$$R_Z = 5 \cdot \frac{\Delta P}{P_S} \cdot P_{Mref} = 5 \cdot 0,5\% \cdot 1,5\text{mm} = 37,5\mu\text{m}. \quad (5.7)$$

Nach der FKM-Richtlinie [17] liegt dies im Bereich der Größenordnung einer geschichteten Bearbeitung. Dieser Vergleich wird gezogen, um zu verdeutlichen, wie klein die gewählte Toleranz ist. In **Tabelle 5-6** sind die Grenzmaße der Gewindesteigung der Mutter aufgelistet.

Tabelle 5-6: Grenzmaße der Gewindesteigung der Mutter

	Differenz $\Delta P/P_S$ [%]	absolute Steigung P_M [mm]
Negativ	−0,5	1,4925
Positiv	+0,5	1,5075

Negative Gewindesteigungsdifferenz

Das geometrische Modell der negativen Steigungsdifferenz ist in **Abbildung 5-12** dargestellt: Die Flanken liegen im unbelasteten Zustand im ersten tragenden Gewindegang aufeinander auf und zeigen nach oben einen zunehmenden Abstand voneinander.

Aufgrund der ungünstigeren Lastverteilung führt eine negative Steigungsdifferenz zu einer erhöhten Beanspruchung im ersten tragenden Gewindegang der Schraube. Ein Vergleich der beiden Formzahlen der Referenzschraube und der Toleranzschraube ergibt eine Erhöhung der Formzahl K_t der Schraube um $\Delta K_t/K_{t,ref} = 108,12\%$ für das Modell mit Toleranz.

Im Folgenden werden die Ergebnisse der FE-Berechnungen unter Verwendung eines elastisch-plastischen Werkstoffgesetzes erläutert. Für eine zyklische Last sind die bezogenen Schädigungsdifferenzen $\Delta P_{SWT}/P_{SWT,ref}$ in **Abbildung 5-13** über der Lastamplitude für zwei Festigkeitsklassen und zwei Mittelspannungen dargestellt. Die bezogenen Schädigungsdifferenzen $\Delta P_{SWT}/P_{SWT,ref}$ sind für alle simulierten Lasten und Festigkeiten positiv, dies bedeutet, dass sich die Toleranz immer schwingfestigkeitsmindernd auswirkt. Der Einfluss der Toleranz auf die Schädigung der Schraube ist jedoch stark von der Last und damit auch von der Mittelspannung abhängig.

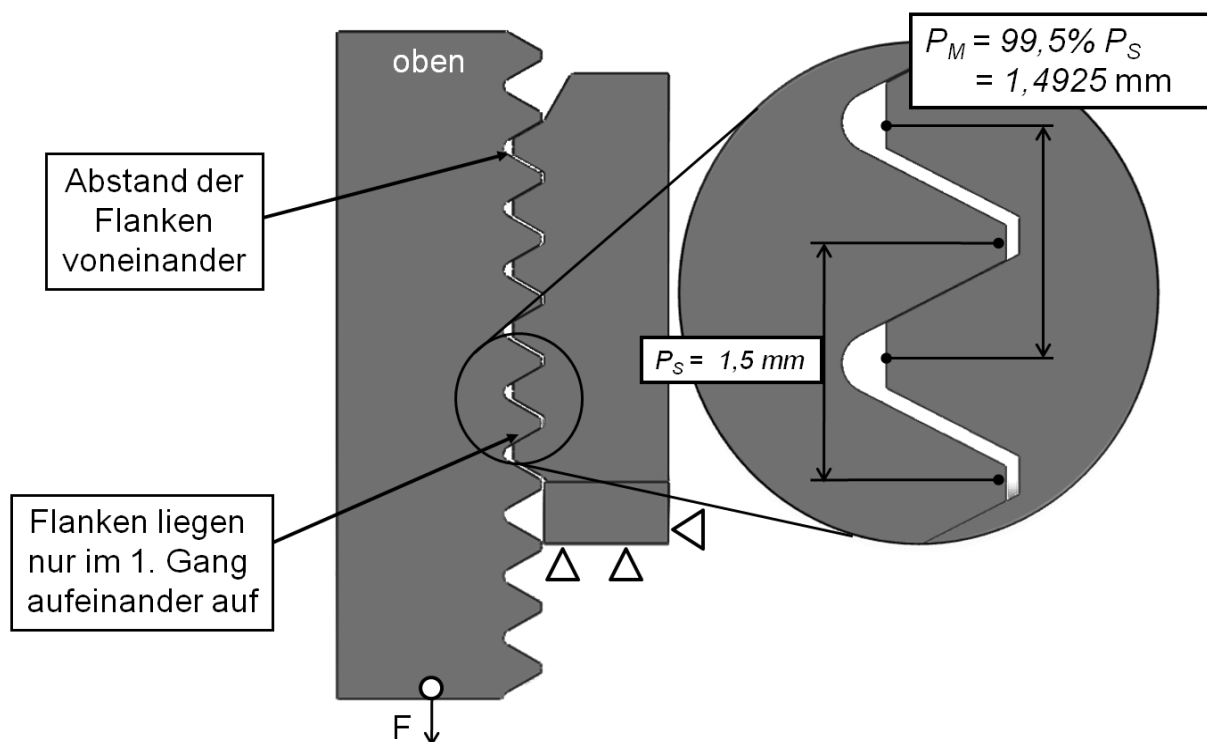


Abbildung 5-12: Geometrisches Modell der negativen Steigungsdifferenz
($\Delta P/P_S = -0,5\%$)

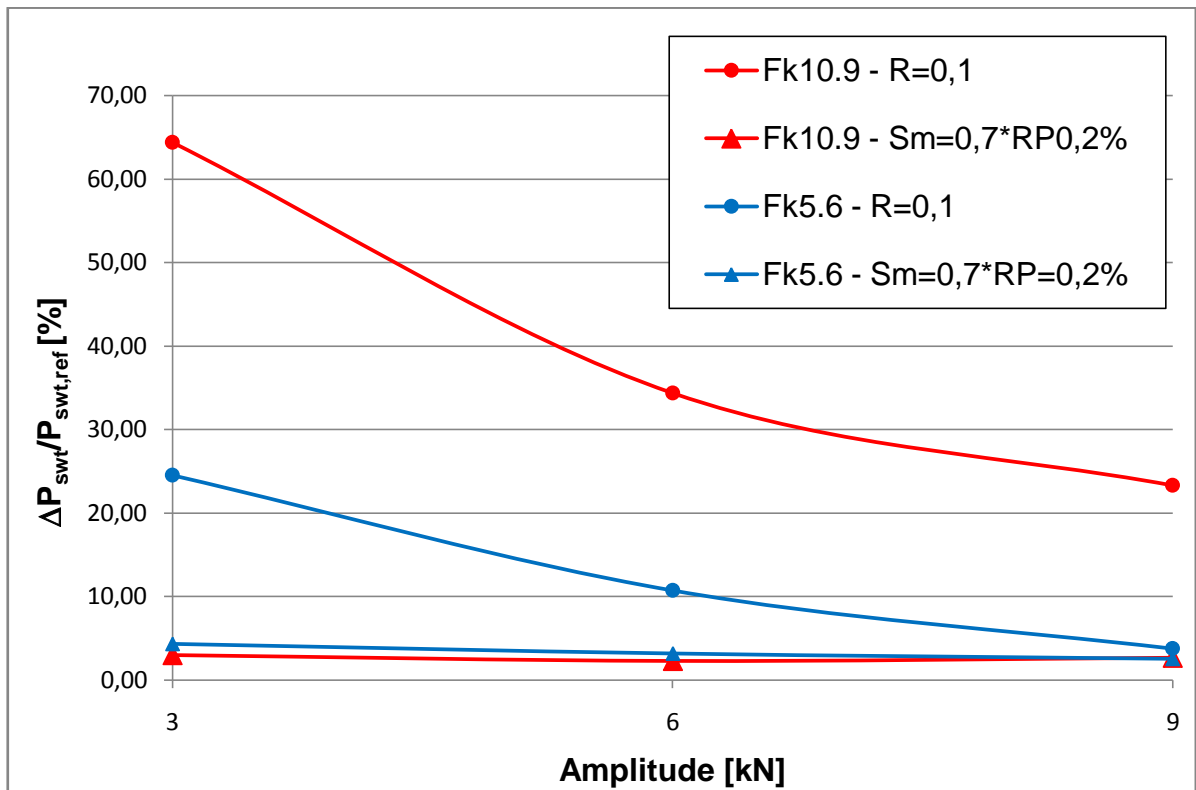


Abbildung 5-13: Einfluss einer negativen Toleranz der Gewindesteigungsdifferenz auf die Schädigung der Schraube

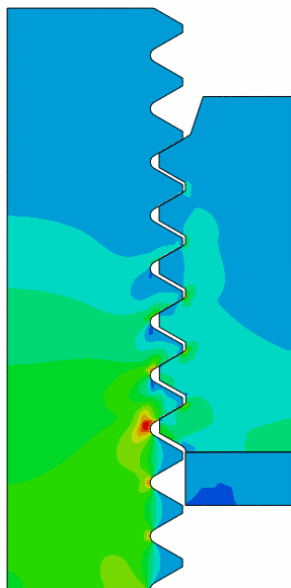


Abbildung 5-14: Lastübertrag über sämtliche Gewindegänge unter hoher Mittelspannung

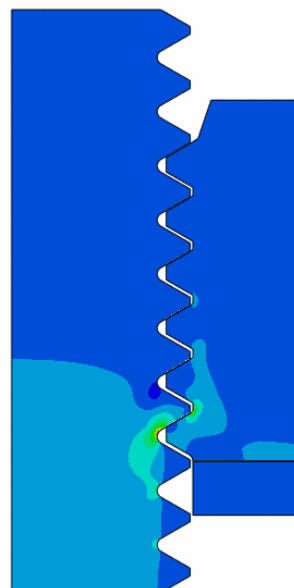


Abbildung 5-15: Lastübertrag über den letzten Gewindegang unter niedriger Mittelspannung

Bei hoher Mittelspannung gleichen sich die Kontaktverhältnisse aufgrund von plastischen Deformationen und Umlagerungen der Orte von Spannungsspitzen im Gewinde annähernd an (**Abbildung 5-14**), daher fällt die Schädigungsdifferenz zwischen Referenz- und Toleranzschraube hier verhältnismäßig gering aus. Bei niedriger Mittelspannung hingegen konzentriert sich die Lastübertragung auf den ersten tragenden Gewindegang, während die anderen Gewindegänge keinen oder nur einen sehr geringen Anteil der äußeren Last aufnehmen (**Abbildung 5-15**). Zusammenfassend wirkt sich die Toleranz bei niedriger Schraubenvorspannung, d.h. bei einem konstanten Spannungsverhältnis $R = 0,1$ stark auf die Schädigung der Schraube aus, während bei hoher Mittelspannung ($S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$) der Einfluss nahezu unbedeutend ist.

Weiterhin ist eine Abhängigkeit des Toleranzeinflusses vom Werkstoff zu erkennen. Da die niedrigfeste Schraube bereits bei relativ niedrigen Spannungen örtlich zu fließen beginnt, kann eine Kompensation des negativen Einflusses der Toleranz durch plastische Umlagerungen von Spannungsspitzen erfolgen. Dies macht sich besonders im Bereich niedriger Mittelspannungen bemerkbar. Bei hoher Mittelspannung ist dieser Einfluss nahezu unbedeutend, da hier sowohl hochfeste als auch niedrigfeste Schrauben örtlich fließen. Wie die Untersuchung des Referenzmodells gezeigt hat, entspricht die Lastamplitude $F_a = 3kN$ in guter Näherung der Dauerfestigkeit S_D für die M10 Verbindung. Bei einer Übertragung der bezogenen Schädigungsdifferenzen auf die Schwingfestigkeit der Schraube, ist der negative Einfluss der Toleranz im Dauerfestigkeitsbereich für das niedrige Lastniveau $R = 0,1$ besonders stark ausgeprägt.

Positive Gewindesteigungsdifferenz

Das geometrische Modell der positiven Steigungsdifferenz ist in **Abbildung 5-16** dargestellt. Die Flanken liegen im unbelasteten Zustand im letzten tragenden Gewindegang aufeinander auf und zeigen nach unten einen zunehmenden Abstand voneinander.

Im Gegensatz zu der negativen Gewindesteigungsdifferenz wirkt sich eine positive Gewindesteigungsdifferenz nicht eindeutig auf die Schädigung der Schraube aus (**Abbildung 5-17**). Die bezogene Schädigungsdifferenz kann demnach sowohl positiv als auch negativ sein. Nachfolgend werden die Fälle für eine niedrige Kraftamplitude von $F_a = 3kN$ diskutiert.

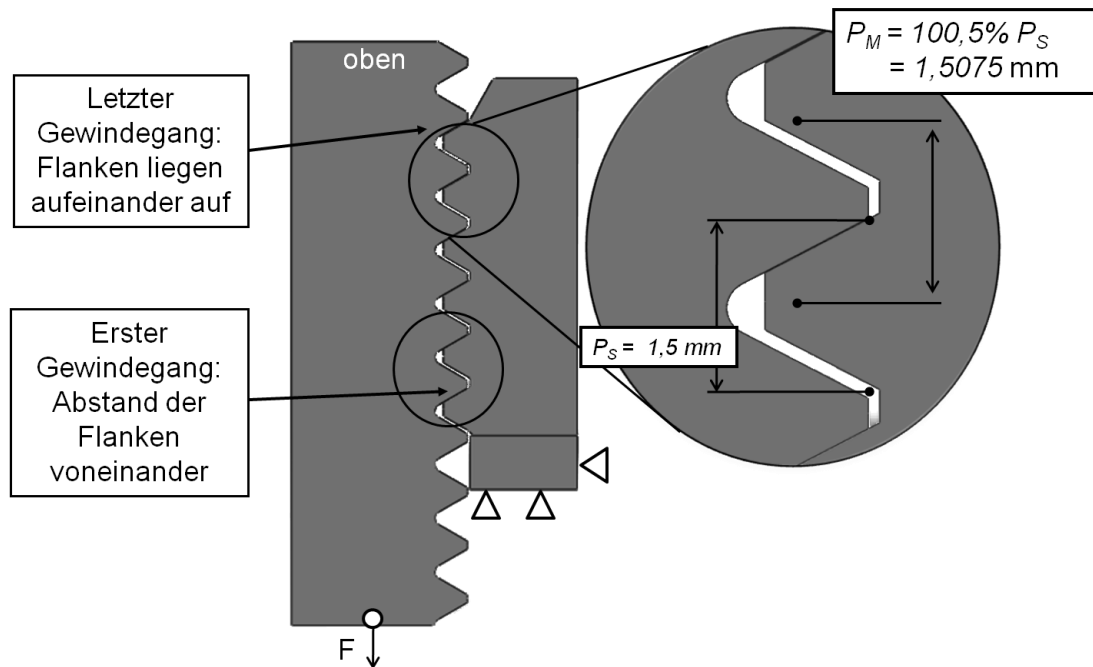


Abbildung 5-16: Geometrisches Modell der positiven Steigungsdifferenz
 $(\Delta P/P_S = +0,5\%)$

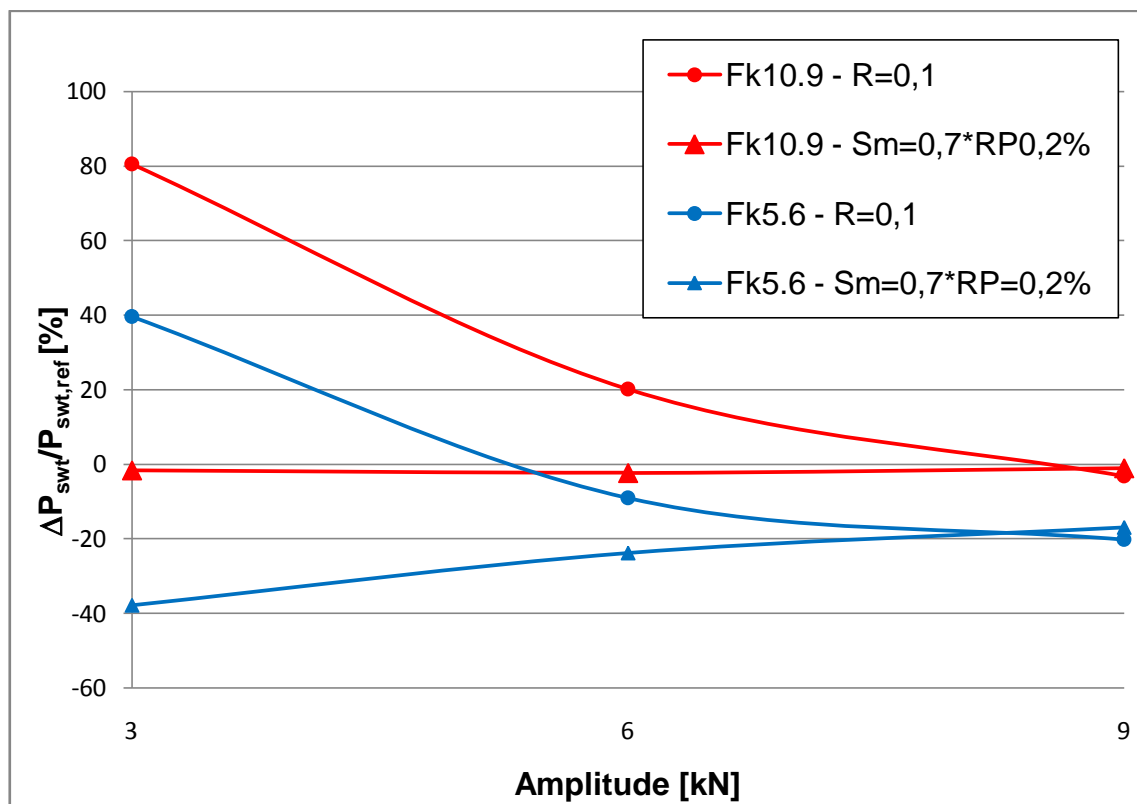


Abbildung 5-17: Einfluss einer positiven Toleranz der Gewindesteigungsdifferenz auf die Schädigung der Schraube $(\Delta P/P_S = +0,5\%)$

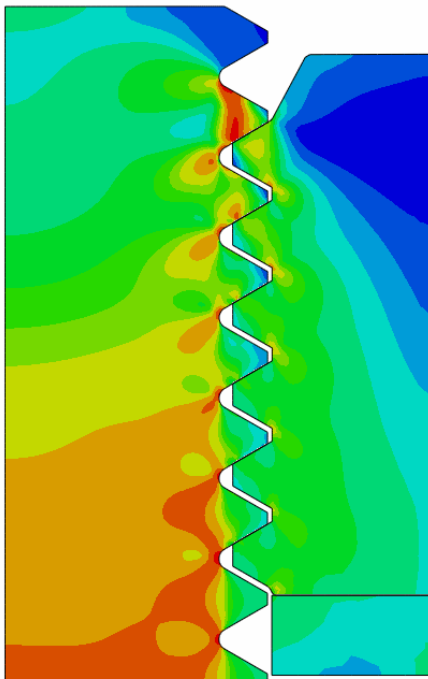


Abbildung 5-18: Lastübertrag über sämtliche Gewindegänge unter hoher Mittelspannung

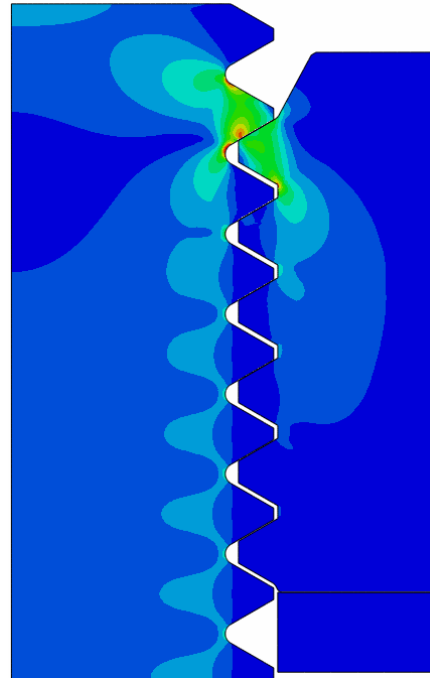


Abbildung 5-19: Lastübertrag über den letzten Gewindegang unter niedriger Mittelspannung

Bei hoher Mittelspannung wirkt sich die positive Toleranz sowohl für die hochfeste Schraube als auch für die niedrigfeste Schraube schädigungsmindernd aus. Der Grund hierfür liegt in den bei hoher Last auftretenden plastischen Deformationen, die dazu führen, dass sämtliche Gewindegänge trotz der Steigungsdifferenz aufeinander liegen und der Vorteil einer Steigungsdifferenz durch eine bessere Lastumlagerung ausgenutzt werden kann. In **Abbildung 5-18** ist die Lastumlagerung auf sämtliche Gewindegänge für hohe Mittelspannung ($S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$) dargestellt. Für die niedrige Festigkeitsklasse wird die Last sehr homogen über sämtliche Gewindegänge übertragen, wohingegen für die hohe Festigkeitsklasse ein ausgeprägtes Maximum im ersten tragenden Gewindegang resultiert. Daher ist die Schädigung für die niedrigfeste Schraube wesentlich geringer als für die hochfeste Schraube.

Für die niedrige Mittelspannung ($R = 0,1$) bewirkt die Toleranz eine Zunahme der Schädigung, da es aufgrund der niedrigen Mittelspannung nicht zu einer plastischen Lastumlagerung kommt. Für die hohe Festigkeitsklasse wird die Last ausschließlich über den obersten Gewindegang (**Abbildung 5-19**), für die niedrige Festigkeitsklasse über die obersten beiden Gewindegänge übertragen. Mit steigender Kraftamplitude kommt es für beide Festigkeitsklassen zu einer zunehmenden Kompensation des

Toleranzeinflusses in Folge plastischer Deformation und der daraus folgenden Umlagerung von Spannungsspitzen auf weitere Gewindegänge.

5.8 Zusammenfassung der numerischen Untersuchungen

In diesem Kapitel wird die Modellbildung und die Vernetzung detailliert am Beispiel der M10 Fk 10.9 Verbindung erläutert. Bei dem Abgleich der Ergebnisse von 2D- und 3D-Modellen wird deutlich, dass 2D-Modelle für die Berechnung von axial-symmetrisch beanspruchten Gewindeverbindungen ausreichend sind, um die örtlichen Beanspruchungen ausreichend genau zu berechnen. Die Verwendung von 2-D Modellen bietet den Vorteil einer wesentlich feineren Vernetzung bei gleichbleibender Rechenzeit. Die geringere Modellkomplexität führt außerdem zu einer geringeren Fehleranfälligkeit der Berechnungen

Es wurden Toleranzuntersuchungen durchgeführt um den Einfluss von Geometrie- und Werkstofftoleranzen in Abhängigkeit der Festigkeitsklasse und der Mittelspannung auf die Schwingfestigkeit beurteilen zu können. Im Vergleich sämtlicher Versuchsergebnisse wird deutlich, dass die zusätzliche Schädigung welche durch die Toleranz der Steigungsdifferenz verursacht wird stark von der Mittelspannung abhängig ist und einen einen großen Einfluss auf die Schwingfestigkeit hat.

6 Örtliche Bewertung von Gewindeverbindungen

Im folgenden Kapitel wird eine Vorgehensweise zur örtlichen Bewertung von Gewindeverbindungen unter hoher Mittelspannung ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$) vorgestellt. Mit dem in der Arbeit entwickelten Verfahren ist erstmals mit relativ geringem Aufwand eine vollständige örtliche Bewertung von Gewindeverbindungen möglich. Weiterhin wird hiermit ein erster Beitrag zum Verständnis der Vorgänge im Gewindegrund geleistet.

Unter hoher Mittelspannung kann von einer definierten Lastübertragung im Gewinde ausgegangen werden, da Spannungsspitzen, verursacht durch Toleranzen in den Gewindeverbindungen, plastisch auf sämtliche Gewindegänge umgelagert werden (Kapitel 5.7). Die Problematik der undefinierten Lastübertragung bei niedrigem Mittelspannungsverhältnis ($R = 0,1$) und der daraus resultierenden schwierigen örtlichen Bewertung wird in Kapitel 6.7 erläutert.

6.1 Vorgehensweise der Bewertung unter hoher Mittelspannung

Bei der örtlichen Bewertung von Gewindeverbindungen unter konstanten Amplituden kann nicht, wie im örtlichen Konzept üblich [51], die zyklische σ - ε -Kurve verwendet werden. Durch Relaxationsversuche (Kapitel 4.3) wurde nachgewiesen, dass im Dauerfestigkeitsbereich bei kleinen örtlichen Dehnungsamplituden der Werkstoff im Allgemeinen auf der statischen Kurve verharrt, während er im Zeitfestigkeitsbereich bei großen örtlichen Dehnungsamplituden zyklisch relaxiert. Für eine örtliche Bewertung muss daher die zyklische Relaxation berücksichtigt werden. Ein leistungsfähiges Modell zur Berücksichtigung zyklischer Spannungsrelaxation in der FEM ist das nach Döring [52]. Die Anwendung dieses Modells ist allerdings sehr aufwendig da zahlreiche Werkstoffparameter zu bestimmen sind und zeitaufwendige transiente Berechnungen auch bei konstanten Amplituden durchgeführt werden müssen.

Die Stelle der maximalen Beanspruchung liegt für Gewindeverbindungen unter axialer Beanspruchung immer im ersten tragenden Gewindegang (Kapitel 1 und **Abbildung 6-1**). Die Auswertung nach Hauptspannungen σ_1 und Hauptdehnungen ε_1 ist der Auswertung nach der von Mises-Spannung σ_V und der von Mises-Vergleichsdehnung ε_V vorzuziehen, hierauf wird detailliert in Kapitel 6.3 eingegangen. Im Folgenden wird eine Vorgehensweise zur Bestimmung der zu bewertenden Hysteresen unter Berücksichtigung der zyklischen Relaxation außerhalb der FEM dargestellt:

Schritt 1: Aufgrund der statischen Vorspannung der Gewindeverbindung ist als Erstbelastungskurve die statische σ - ε -Kurve zu verwenden. Ziel dieses Schrittes ist es, die statische Oberspannung $\sigma_{o,statisch}$ zu berechnen. (**Abbildung 6-2**).

Schritt 2: Im zweiten Rechenschritt ist die zyklische σ - ε -Kurve in das bereits verwendete FEM-Modell des ersten Schrittes zu implementieren und wiederum an der Stelle der maximalen Beanspruchung hinsichtlich der Hauptspannungen σ_1 und Hauptdehnung ε_1 auszuwerten. Das Ziel dieses Schrittes ist die Bestimmung der zyklischen Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma$ und der zyklischen Dehnungsschwingbreite $\Delta\varepsilon$. Diese sind als Kenngrößen der Hysterese zu entnehmen (**Abbildung 6-3**).

Schritt 3: Die im zweiten Schritt berechnete zyklische Dehnungsschwingbreite $\Delta\varepsilon$ ist im dehnungsgeregelten Werkstoffversuch bezüglich der Spannungsrelaxation zu überprüfen. Hierbei ist die glatte Werkstoffprobe zuerst mit einer hohen Dehnung ($\varepsilon_m \approx 1\%$) zu beaufschlagen und die in Schritt 2 berechnete zyklische Dehnungsschwingbreite $\Delta\varepsilon$ zu überlagern (**Abbildung 6-4**). Die zyklische Relaxation der Oberspannung $\Delta\sigma_{o,Relax}$ ist aus den Spannungs-Dehnungs-Mitschriften zu ermitteln (Abbildung 6-4). Aufgrund der Stützwirkung der Kerbe kann die glatte Probe nicht mit der vollen berechneten Mitteldehnung beaufschlagt werden. Die Mitteldehnung ε_m ist so zu wählen, dass die Oberdehnung $\varepsilon_o = \varepsilon_m + \varepsilon_a$ einen ausreichenden Sicherheitsabstand von der Gleichmaßdehnung A_g hat und es nicht zum Einschnüren der Probe kommt. Diese Versuche erfolgen dehnungsgeregelt, da die absolute Höhe der zyklischen Hysterese sich stark auf die jeweiligen Schädigungsparameter auswirkt. Das Ziel dieses Schrittes ist die Bestimmung der zyklischen Spannungsrelaxation $\Delta\sigma_{o,Relax}$.

Schritt 4a: Die in Schritt 2 berechnete zyklische Hysterese (bestimmt durch die zyklische Spannungsschwingbreite $\Delta\sigma$ und die zyklische Dehnungsschwingbreite $\Delta\varepsilon_a$) ist an die in Schritt 1 berechnete statische Oberspannung $\sigma_{o,statisch}$ um die Differenz der Spannungsrelaxation $\Delta\sigma_{o,Relax}$ versetzt anzuhängen (**Abbildung 6-5**). Das Ziel dieses Schrittes ist die zyklische Relaxation in der zu bewertenden Hysterese zu berücksichtigen. Die Mittelspannung σ_m der Hysterese wird hierdurch richtig abgebildet.

Schritt 4b: Die so erstellten Hysteresen sind, unter Berücksichtigung der Stützwirkungszahl nach der FKM-Richtlinie [17] (Siebel/Stieler), über den Schädigungsparameters P_f zu bewerten. Das Ergebnis dieses Schrittes ist die Anrisswöhlerlinie des Bauteils.

Schritt 5: In experimentellen Untersuchungen [53] wurde festgestellt, dass für schlussvergütete Schrauben die Rissfortschrittsschwingspielzahl bis zu $N = 1 \cdot 10^6$ Schwingspiele betragen kann und damit einen signifikanten Einfluss auf die Bruchschwingspielzahl besitzt. Zur treffsicheren Berechnung der Bruchwöhlerlinie ist daher die Rissfortschrittsschwingspielzahl zu ermitteln und auf die anhand des Örtlichen Konzeptes abgeschätzte Anrisswöhlerlinie zu addieren (**Abbildung 6-6**). Ziel dieses Schrittes ist die Bestimmung der Bruchwöhlerlinie.

Vereinfachte Bewertung ohne Betrachtung der Spannungsrelaxation

Eine vereinfachte Bewertung ohne Berücksichtigung der Spannungsrelaxation ist möglich, wenn Schritt 3 und 4 weggelassen werden und die zyklische Hysterese direkt an die statische Oberspannung $\sigma_{o,static}$ angehängt wird (**Abbildung 6-7**). Dies führt, abhängig von der Wahl des Schädigungsparameters, zu konservativeren Ergebnissen und damit zu einer höheren Sicherheit gegen Ausfall der Verbindung. Da die Werkstoffe bei den vorhandenen hohen Mitteldehnungen im Allgemeinen zyklisch entfestigendes Verhalten aufweisen, sinkt die zu bewertende Hysterese, und die rechnerisch ermittelte Schädigung ist kleiner.

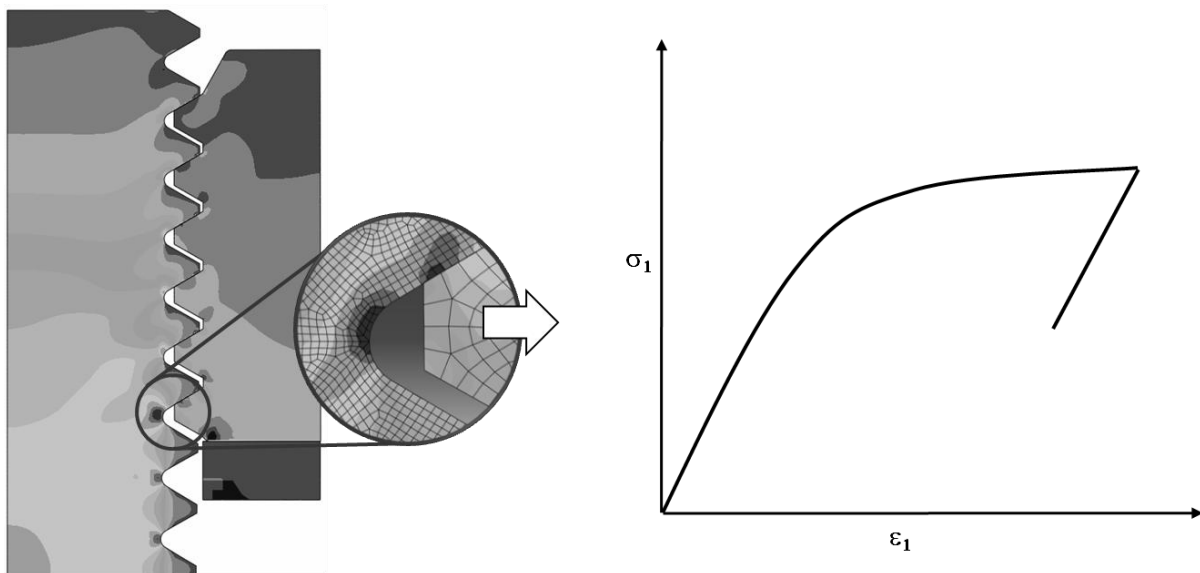


Abbildung 6-1: Auswertung der Beanspruchung im Gewindegrund des ersten tragenden Gewindeganges hinsichtlich Hauptspannungen und -dehnungen

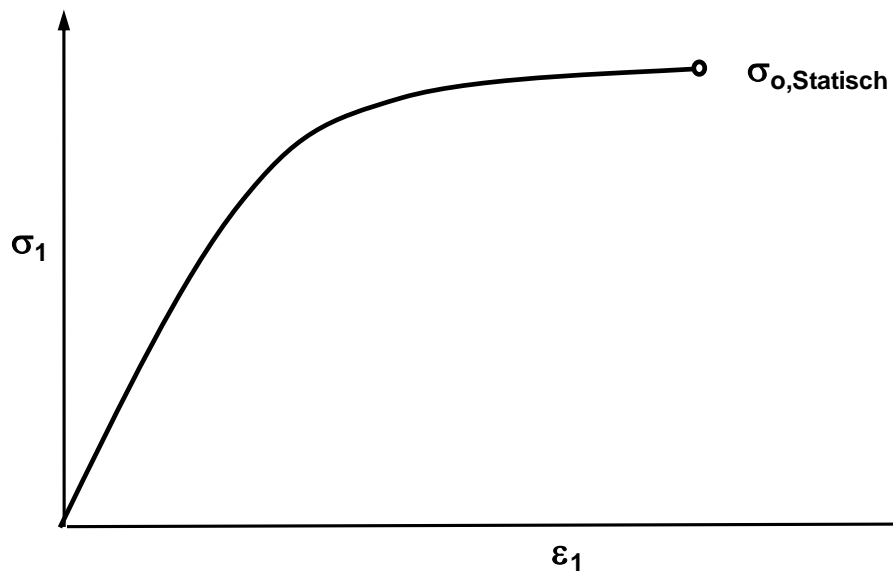


Abbildung 6-2: Berechnung der statischen Oberspannung anhand der statischen Erstbelastungskurve

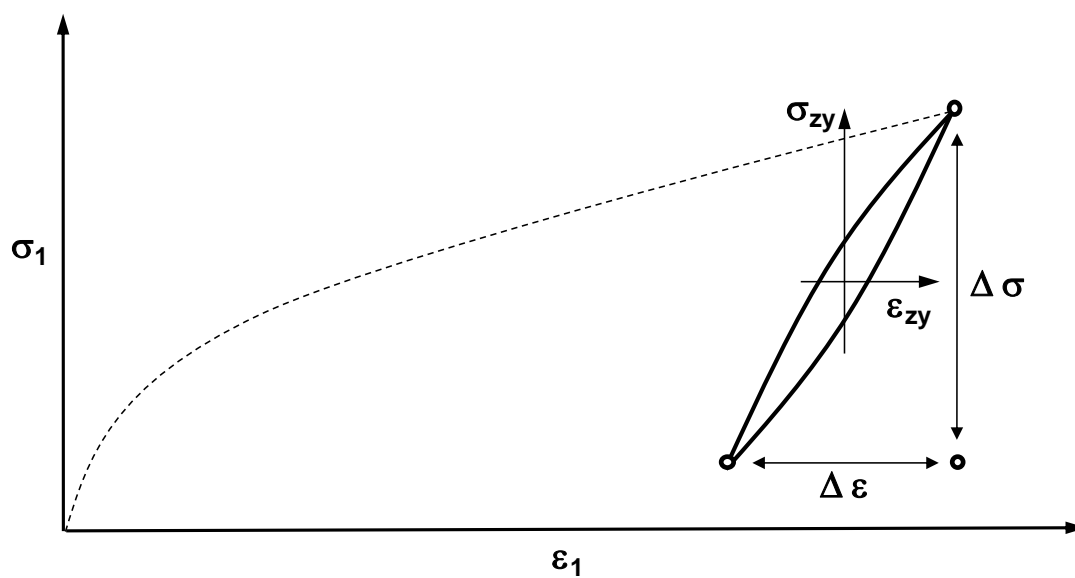


Abbildung 6-3: Berechnung der zyklischen Spannungs- und Dehnungsschwingweite anhand der zyklischen Spannungs- Dehnungskurve

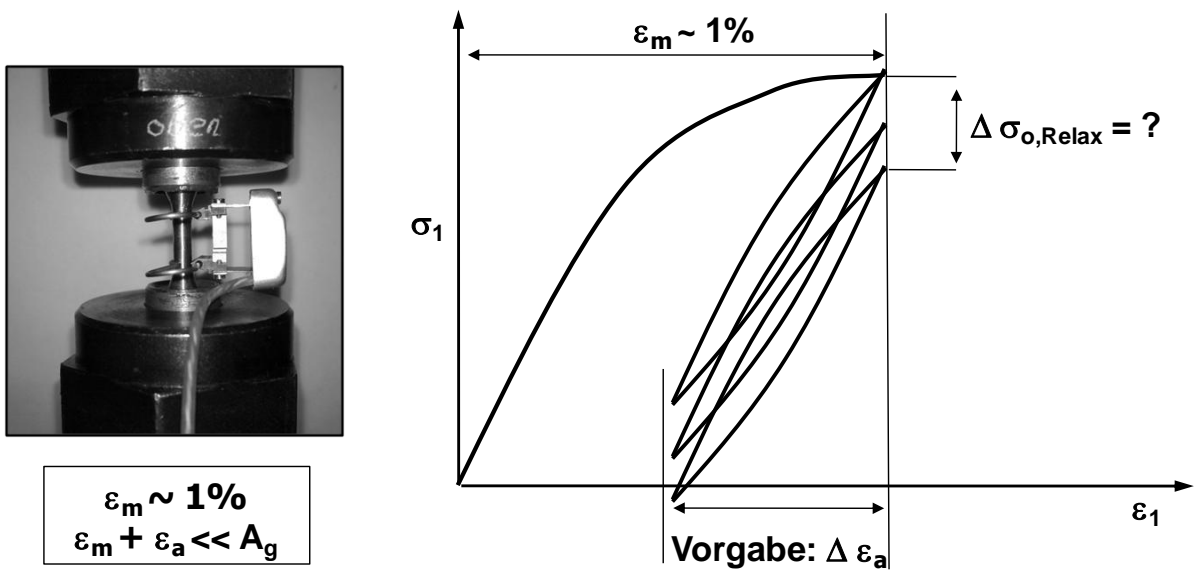


Abbildung 6-4: Bestimmung der zyklischen Spannungsrelaxation im dehnungsgeregelten Versuch unter hoher Mitteldehnung

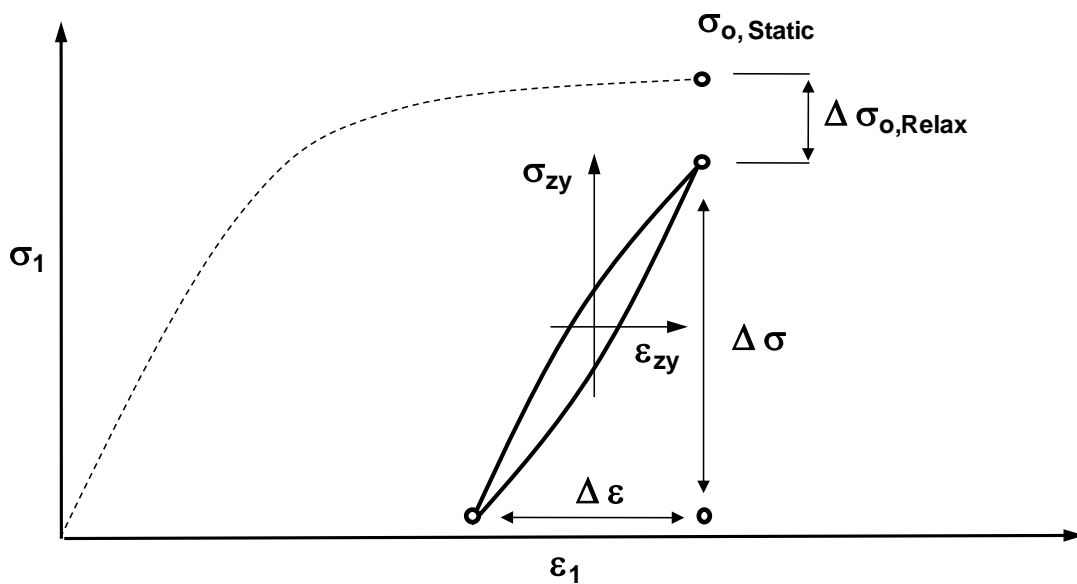


Abbildung 6-5: Anhängen der zyklischen Hysterese an die statische Erstbelastungskurve unter Berücksichtigung der zyklischen Spannungsrelaxation

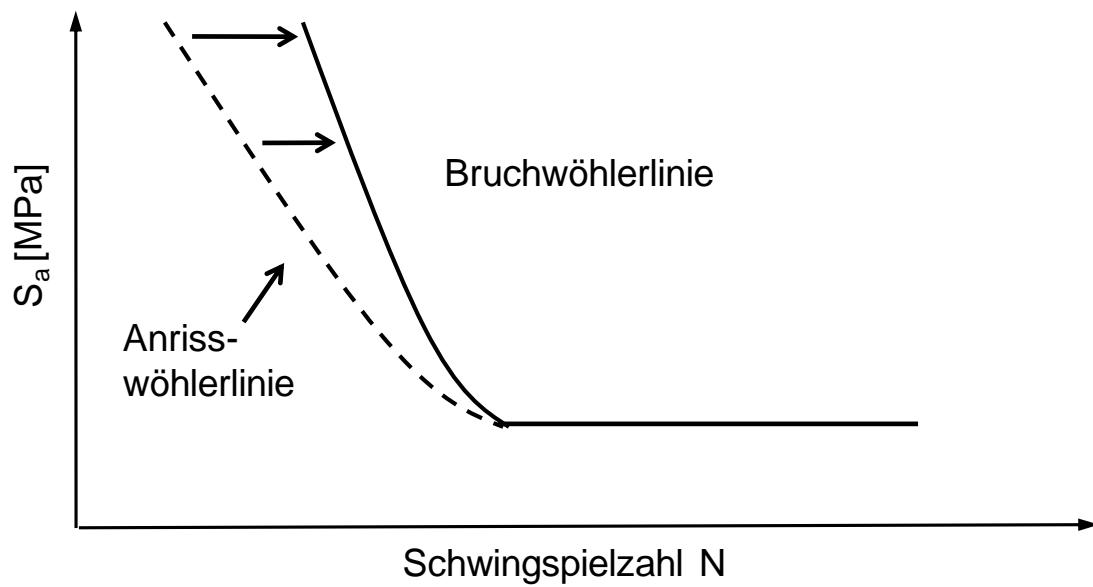


Abbildung 6-6: Schematische Darstellung der rechnerisch ermittelten Anriss- und Bruchwöhlerlinien

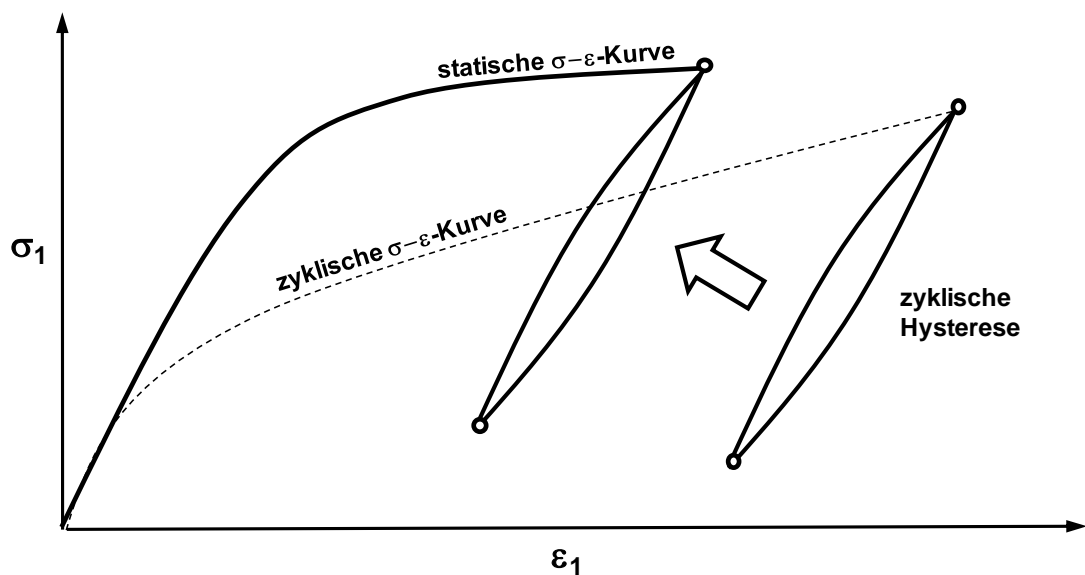


Abbildung 6-7: Vereinfachte Bewertung: Anhängen der zyklischen Hysterese an die statische Erstbelastungskurve ohne Berücksichtigung der Spannungsrelaxation

6.2 Vergleich der Bewertung nach Parameter P_{SWT} und P_J

Im Folgenden werden die Schädigungsparameter prinzipiell miteinander verglichen. Beide Parameter weisen ein stark unterschiedliches Verhalten in Abhängigkeit von der Höhe (Mittelspannung σ_m) der zu bewertenden Hysterese auf.

Die Auswertung nach dem Schädigungsparameter P_{SWT} ist abhängig von der Oberspannung σ_o und der Dehnungsamplitude ε_a . Steigende Oberspannung σ_o und steigende Dehnungsamplitude ε_a führen stets zu größeren P_{SWT} -Werten und damit zu einer Zunahme der Schädigung (vgl. Gleichung 2..21).

Der Schädigungsparameter P_J hingegen (Gleichung 6.1) zeigt bei sehr hoher Mittelspannung, die bei hoch vorgespannten Gewindeverbindungen auftritt, ein grundsätzlich anderes Verhalten. Sobald die Rissöffnungsspannung σ_{op} kleiner oder gleich der Unterspannung σ_u ist (**Abbildung 6-8**, $\sigma_{op} \leq \sigma_u$), wird die Hysterese als vollständig geöffnet und vollständig schädigend bewertet. In der Gleichung 6.1 des P_J -Formelapparates ist dann $\sigma_{op} = \sigma_u$ zu setzen. Der Schädigungsparameter P_J ist dann nur noch abhängig von der Spannungs- und Dehnungsamplitude (σ_a, ε_a), jedoch nicht mehr von der Höhe der Hysterese. Ab einer gewissen Beanspruchungshöhe zeigt der Schädigungsparameter P_J daher mittelspannungsunabhängiges Verhalten.

$$\varepsilon_{op} = \varepsilon_u + (\sigma_{op} - \sigma_u)/E + 2 \cdot [(\sigma_{op} - \sigma_u)/(2 \cdot K')]^{1/n'} \quad (6.1)$$

Für Gewindeverbindungen unter hohen Mittelspannungen ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$) ist im Bereich hoher Schwingspielzahlen, d. h. bei kleinen örtlichen Dehnungsamplituden, die Rissöffnungsspannung σ_{op} immer wesentlich kleiner als die Unterspannung σ_u der Hysterese (Abbildung 6-8). Für die untersuchten Verbindungen sinkt auch unter Berücksichtigung der zyklischen Entfestigungsvorgänge des Werkstoffs (Schritt 4 und 5) die Unterspannung σ_u nicht unter die berechnete Rissöffnungsspannung σ_{op} .

Die Oberspannungsabhängigkeit des Schädigungsparameters P_{SWT} stellt die größte Unsicherheit in der Bewertung dar. Geringste Abweichungen in den Eingangsgrößen (z.B. in der zyklischen σ - ε -Kurve), welche sich auf die Lage der Hysterese auswirken, führen zu Abweichungen in der berechneten Schwingfestigkeit (vgl. [54]).

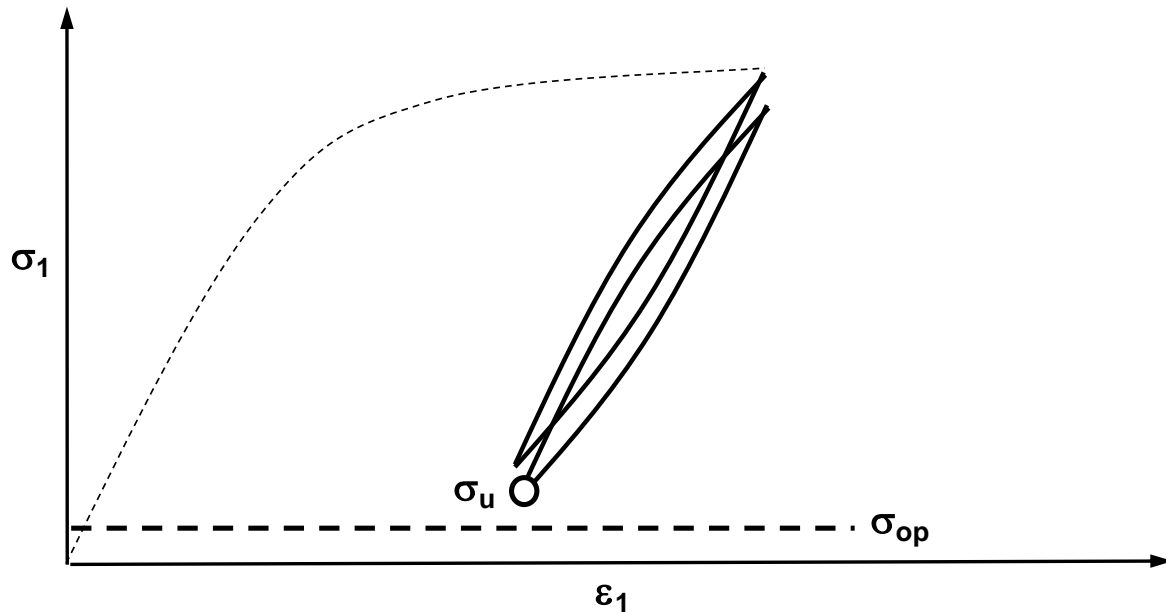


Abbildung 6-8: Abstand der Rissöffnungsspannung von der Unterspannung bei hoher örtlicher Mittelspannung

Die Bewertung nach dem Schädigungsparameter P_f ist für Gewindeverbindungen unter hohen örtlichen Mitteldehnungen ε_m , bei denen die gesamte Hysterese schädigend wirkt, ausschließlich von der Dehnungsamplitude ε_a abhängig. Die absolute Lage der Hysterese ist für die Bewertung nicht mehr relevant. Die Vorhersageungenauigkeit nach der Bewertung über den Schädigungsparameter P_f ist daher erheblich geringer.

Der Unterschied in der Bewertung beider Parameter lässt sich auch in der Darstellung des Haigh-Diagramms erkennen. In **Abbildung 6-9** sind für die Bruchschwingspielzahlen $N_B = 1 \cdot 10^4$ und $N_B = 2 \cdot 10^6$ die ertragbaren Spannungsamplituden σ_a über der Mittelspannung σ_m aufgetragen. Für den Parameter P_{SWT} zeigt sich, dass mit steigender Mittelspannung σ_m die ertragbare Spannungsamplitude σ_a stetig abfällt. Für den Parameter P_f ergibt sich im Zugbereich bei vollständig geöffneter Hysterese (sobald $\sigma_{op} \leq \sigma_u$) mit größer werdender Mittelspannung eine konstant ertragbare Spannungsamplitude. Hoch vorgespannte Schraubenverbindungen befinden sich aufgrund der resultierenden hohen örtlichen Mittelspannung immer in diesem Bereich.

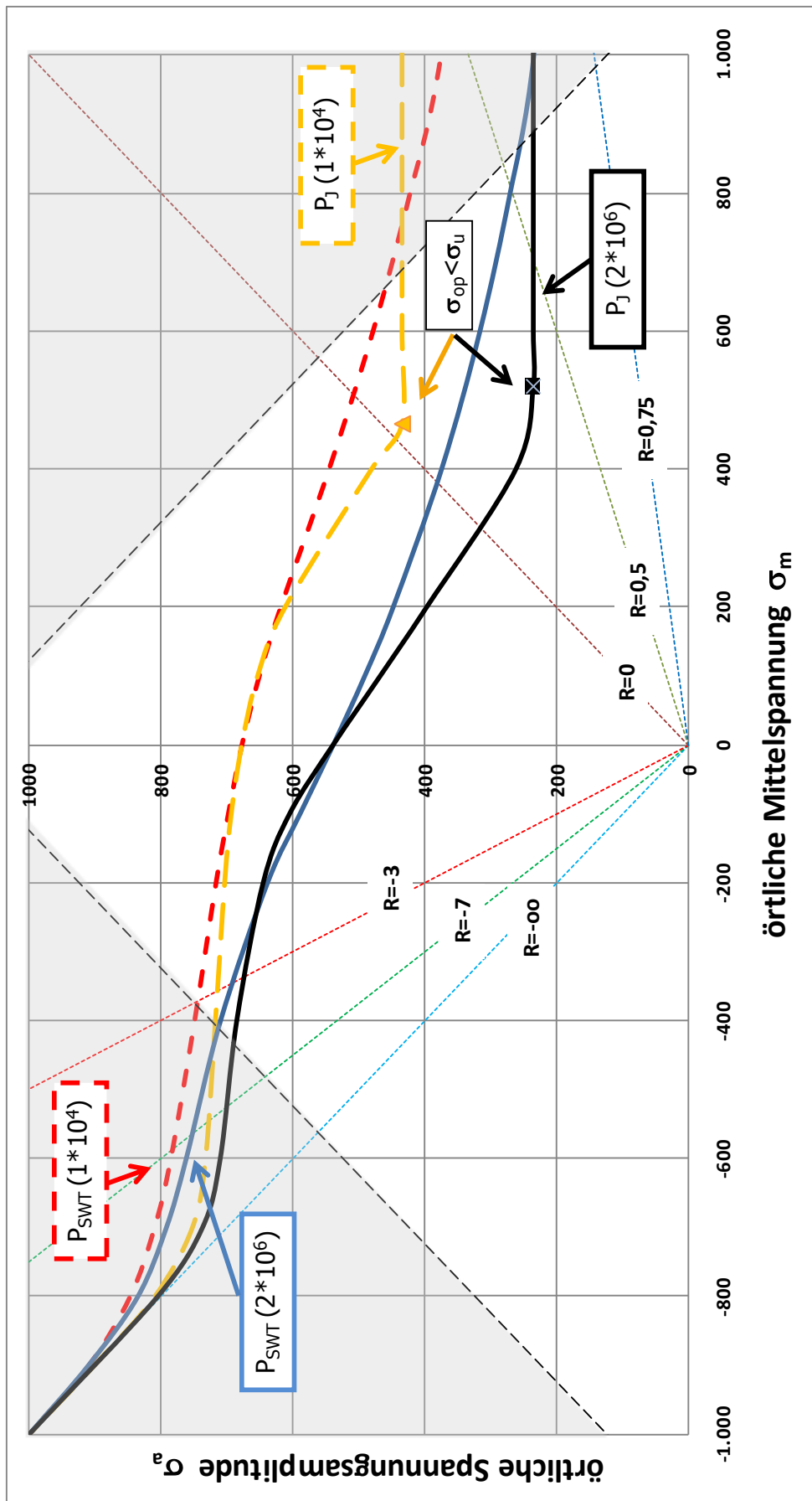


Abbildung 6-9: Prinzipieller Vergleich der Parameter P_{SWT} und P_J im Haigh-Diagramm

6.3 Vergleich der Auswertung nach Haupt- und von Mises-Spannungen

Grundsätzlich stellt sich bei der Anwendung des örtlichen Konzeptes die Frage, mit welchen Spannungen und Dehnungen die Schädigung zu bewerten ist. Exemplarisch ist in **Abbildung 6-10** jeweils eine Hysterese nach Vergleichsspannung und -dehnungen ($\sigma_{VM}, \varepsilon_{VM}$) und eine Hysterese nach Hauptspannungen und -dehnungen (σ_1, ε_1) dargestellt. Die Auswertung nach Hauptspannung σ_1 und Hauptdehnung ε_1 führt zu höheren Oberspannungen und zu geringfügig größeren Dehnungsamplituden als die Auswertung nach der von Mises-Vergleichsspannung σ_{VM} und -dehnung ε_{VM} .

Abhängig von der Wahl des Schädigungsparameters wirkt sich die Auswertung nach Hauptspannungen und Vergleichsspannungen unterschiedlich aus. Für die Auswertung nach dem Parameter P_{SWT} führt die höhere Oberspannung der Hauptspannung σ_1 zu einer rechnerisch höheren Schädigung und daher zu konservativeren Ergebnissen als die Auswertung nach der von Mises-Vergleichsspannung σ_{VM} (**Tabelle 6-1**). Dieses wurde bereits in [55] für eine ähnliche Verbindung festgestellt.

Für die Auswertung nach dem Schädigungsparameter P_f ist die Rissöffnungs-spannung σ_{op} sowohl für die Auswertung nach Hauptspannung als auch für die Vergleichsspannung kleiner als die Unterspannung σ_u der Hysterese. Die gesamte Hysterese wirkt daher für beide Spannungen vollständig schädigend (vgl. Kapitel 6.2) und die unterschiedliche Mittelspannung beider Hysteresen (Abbildung 6-10) ist daher für die Bewertung nicht relevant. Ausschließlich die geringfügig größere Dehnungsamplitude der Hysterese nach Hauptspannung bewirkt eine geringfügig stärkere Konservativität (Tabelle 6-1). Die Auswertung nach Hauptspannung und Bewertung über den Parameter P_f ergibt eine rechnerische dauerfeste Spannung von $S_{a,d} = 55 \text{ MPa}$, diese liegt im Vergleich zur experimentell ermittelten dauerfesten Spannung $S_{a,d} = 60 \text{ MPa}$ konservativ (Tabelle 6-1).

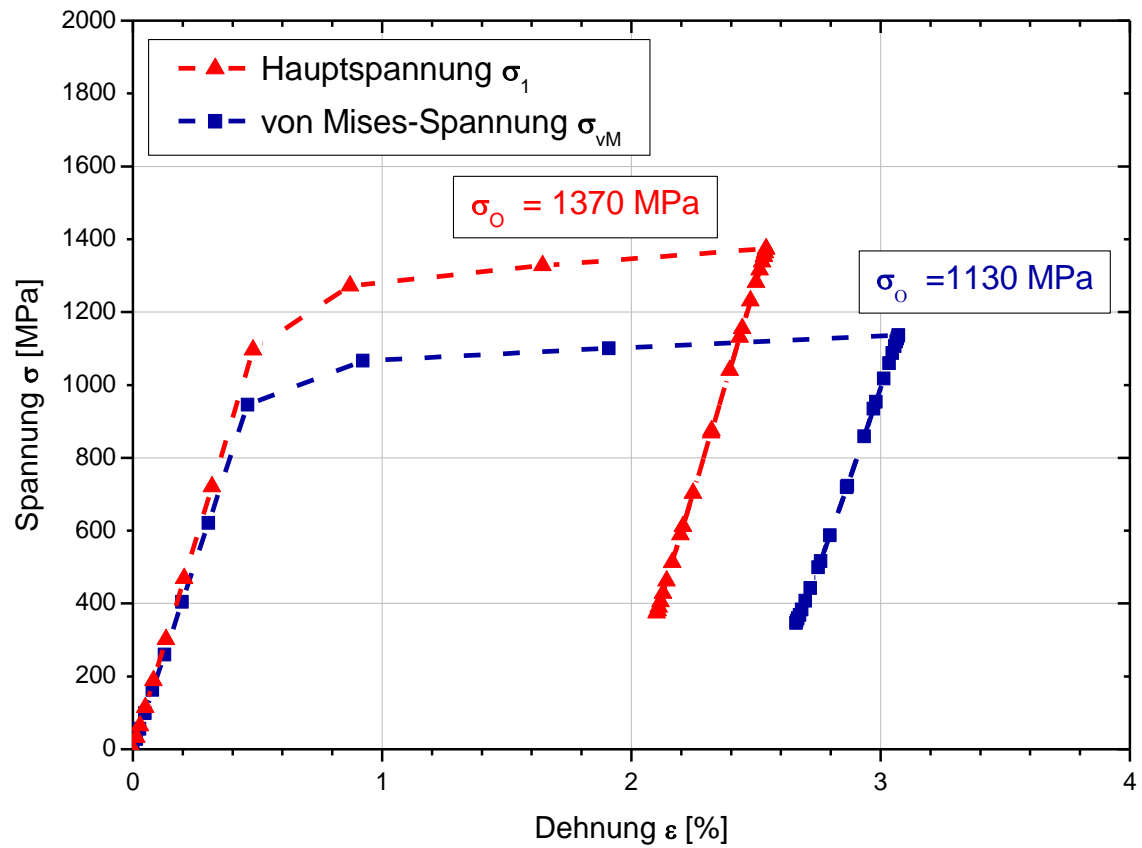


Abbildung 6-10: Vergleich der Hysteresen nach Hauptspannung und von Mises-Spannung

Tabelle 6-1: Vergleich der berechneten dauerfesten Spannungen in Abhängigkeit des Parameters und der Beanspruchungsgröße

	Hauptspannung und Hauptdehnung (σ_1, ε_1)	von Mises-Spannung und -Dehnung ($\sigma_{vM}, \varepsilon_{vM}$)
P_J	55 MPa	60 MPa
P_{SWT}	62 MPa	94 MPa
Experimentell	60 MPa	

6.4 Mehrachsigkeit im Gewindegrund

Eine Aussage über die Mehrachsigkeit kann über die Betrachtung des Verhältnisses der Hauptspannung zu der von Mises-Spannung getroffen werden. Für die in Abbildung 6-10 betrachtete Hysterese der M10 Fk 10.9 Verbindung beträgt das Verhältnis der Hauptspannung ($\sigma_{1,o} = 1370 \text{ MPa}$) zur von Mises-Spannung ($\sigma_{vm,o} = 1140 \text{ MPa}$) $\sigma_1/\sigma_{vm} = 1,2$.

Das in dem Parameter P_f berücksichtigte Spannungsverhältnis α (Gleichung 6.2) wirkt sich aufgrund der hohen Mittelspannung nicht auf die Schwingfestigkeit aus. Die Spannung quer zum gedachten Anriss wird mit σ_1 und die Spannung in Rissrichtung mit σ_2 bezeichnet [15]. Das Spannungsverhältnis α wirkt sich auf den Faktor A_o im Formelapparat des Schädigungsparameters P_f aus, und führt damit zu einer geringen Verschiebung der Rissöffnungsspannung σ_{op} . Die geringe Verschiebung der Rissöffnungsspannung σ_{op} hat jedoch keinen Einfluss auf die Bewertung, da die Rissöffnungsspannung weiterhin wesentlich kleiner ist als die Unterspannung der Hysterese ($\sigma_{op} \ll \sigma_u$) (Kapitel 6.2). Die relevanten Formeln des Schädigungsparameters P_f für die Mehrachsigkeit sind im Folgenden aufgeführt:

$$\alpha = \frac{1}{0,15} \cdot \frac{\sigma_2}{\sigma_1} + 1 \quad (6.2)$$

Selbst für die Annahme der Mehrachsigkeit zwischen den Grenzen $\alpha = 1$ für den ebenen Spannungszustand und $\alpha = 3$ für den ebenen Dehnungszustand können in Bezug auf Gewindeverbindungen unter hoher Mittelspannung keine Auswirkung des Mehrachsigkeitsverhältnisses im Dauerfestigkeitsbereich festgestellt werden.

Da sowohl das Verhältnis der Hauptspannung zu der von Mises-Spannung ($\sigma_1/\sigma_{vm} = 1,2$) klein ist, als auch die Berücksichtigung des Mehrachsigkeitsverhältnisses α im Parameter P_f keine Auswirkung zeigt, wird die Mehrachsigkeit nur über die Auswertung der Hysteresen nach der Hauptspannung berücksichtigt.

6.5 Berechnung der Rissfortschrittsschwingspielzahl

Die Rissfortschrittsschwingspielzahl der Schraube-Mutterverbindung kann abhängig von der Nenngröße, der Festigkeitsklasse, der Beanspruchung und dem Oberflächenzustand bei bis zu $N = 1 \cdot 10^6$ Schwingspiele betragen [53]. Aus diesem Grund muss zur Berechnung der Bruchwöhlerlinie im Zeitfestigkeitsgebiet die Rissfortschrittsschwingspielzahl bestimmt werden und auf die mit dem Örtlichen Konzept

abgeschätzte Anrisswöhlerlinie addiert werden. Die Rissfortschrittsschwingspielzahlen wurden anhand der linear-elastischen Bruchmechanik mit der FKM-Richtlinie „Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ [56] berechnet. In [57] wurden für die Rissfortschrittsberechnung von Gewindeverbindungen verschiedene Berechnungsmodelle detailliert verglichen. Nach diesen Ergebnissen wird als Struktur- und Rissmodell der lange Oberflächenriss im Hohlzylinder unter variabler Spannung gewählt. Für klassische Schraube-Mutterverbindungen wurde der lange Oberflächenriss außen (**Abbildung 6-11**), für die Mutterverbindungen der lange Oberflächenriss innen gewählt (**Abbildung 6-12**). Hierin ist t die Wanddicke, r_i der Innenradius und a die Anfangs- bzw. Endrisslänge.

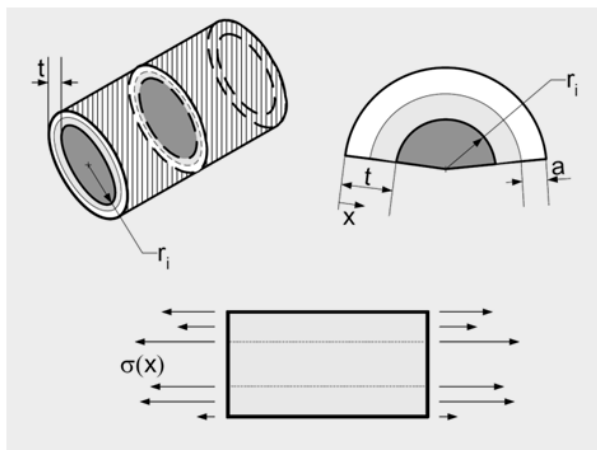


Abbildung 6-11: Hohlzylinder, langer Oberflächenriss außen [58]

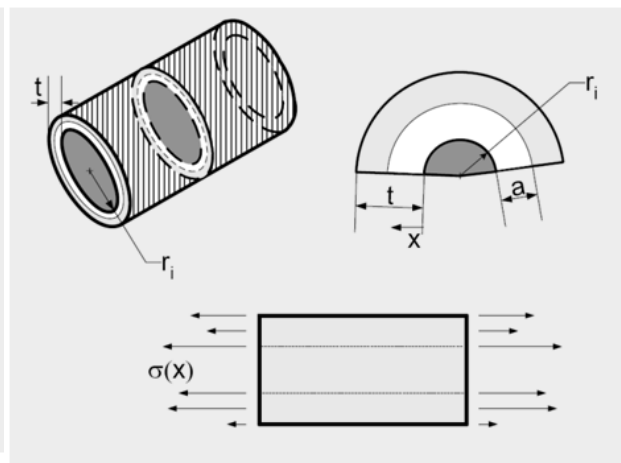


Abbildung 6-12: Hohlzylinder, langer Oberflächenriss innen [58]

Die Verwendung des Hohlzylindermodells hat gegenüber dem Vollzylindermodell den Vorteil, dass hier die Vorgabe des Spannungsgradienten möglich ist. Die entsprechende Lösung für den Spannungsintensitätsfaktor gilt formal für einen Zylinder mit dem Verhältnis der Wanddicke zum Innenradius t/r_i von 0 bis 0,9 kann aber für einen Zylinder mit noch größeren Wanddicken extrapoliert werden [59]. Der Spannungsgradient wird aus der elastischen 2D-FEM-Berechnung unter Berücksichtigung der Kontaktwechselwirkung der Schraube und der Mutter ermittelt.

Die Anfangsrisslänge wird für sämtliche Berechnungen mit $a = 0,1 \text{ mm}$ angenommen. Zur Bestimmung der Endrisslänge a wurden von den geprüften Gewindeverbindungen Proben des Kurzzeitfestigkeitsgebietes sowie des Dauerfestigkeitsgebietes hinsichtlich der Größe der Schwingbruchfläche mit Hilfe des Rasterelektronenmikroskops (REM) untersucht. Eine prinzipielle Darstellung ist dazu in **Abbildung 6-13** gegeben, die weiteren REM-Aufnahmen sind in [45] zu finden. Die Rissfortschrittsskennwerte und die Ergebnisse der Untersuchung sind in **Anhang C-46** und **Anhang C-47** zusammengefasst und wurden mit dem Programm

FracSafe [58] durchgeführt. Die berechneten und die in [53] experimentell ermittelten Rissfortschrittsschwingspielzahlen stimmen für vergleichbare Festigkeitsklassen und Nenngrößen gut überein.

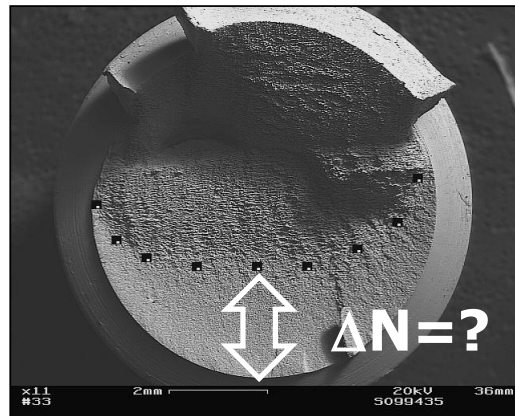


Abbildung 6-13: REM-Aufnahme Bruchfläche

Falls keine experimentell ermittelten Endrisslängen zur Verfügung und eine vollständige rechnerische Bewertung durchgeführt werden soll, wird für die Bewertung von Schraube-Mutterverbindungen vorgeschlagen die Endrisslänge in Abhängigkeit vom Schraubendurchmesser nach **Tabelle 6-2** abzuschätzen. Aufgrund der geringeren Rissfortschrittsgeschwindigkeit am Rissbeginn und der daraus resultierenden höheren Risschwingspielzahl ist die Annahme der Anfangsrisslänge wesentlich entscheidender als die Annahme der Endrisslänge. Eine grobe Abschätzung der Endrisslänge nach Tabelle 6-2 verfälscht das Ergebnis daher nur geringfügig.

Tabelle 6-2: Annahme von Endrisslängen in Abhängigkeit vom Schraubendurchmesser und der Festigkeitsklasse

Festigkeitsklasse	<i>Endrisslänge (mm)</i>
	<i>Schraubendurchmesser (mm)</i>
FK 5.6 und Fk 10.9 Zeitfestigkeitsgebiet	0,1
FK 10.9 – Dauerfestigkeitsgebiet	0,2
Fk 5.6 – Dauerfestigkeitsgebiet	0,3

6.6 Ergebnisse der örtlichen Bewertung unter hoher Mittelspannung

Im Folgenden wird beispielhaft an der M10-Verbindung der Festigkeitsklasse 10.9, an der M16-Verbindung der Festigkeitsklasse 5.6, an der Zugmutter- und an der Düsenspannmutterverbindung die Vorgehensweise der örtlichen Bewertung anhand der Parameter P_f und P_{SWT} detailliert erläutert. Als Beanspruchungsgrößen werden jeweils die Hauptspannung σ_1 und die Hauptdehnung ε_1 verwendet.

6.6.1 Schraube-Mutterverbindung M10 Fk 10.9

Bewertung anhand des Schädigungsparameters P_f

Die Bewertung erfolgt zunächst anhand des Schädigungsparameters P_f , da hiermit insgesamt bessere Ergebnisse als mit dem Schädigungsparameter P_{SWT} erzielt werden. Die Referenzlinie zu der berechneten M10 Fk 10.9-Verbindung ist die experimentell ermittelte Schraube-Mutterwöhlerlinie (**Abbildung 6-14**).

Im Vergleich der experimentell ermittelten Linie und der $P = 50\%$ -Linie der VDI-Richtlinie 2230 [1] (**Abbildung 6-14**) zeigt sich, dass der Bereich hoher Schwingspielzahlen sehr gut übereinstimmt. Im Zeitfestigkeitsbereich liegt die experimentell ermittelte Wöhlerlinie jedoch geringfügig unterhalb der mit der VDI 2230 Richtlinie berechneten Linie.

Um die Zurückführung eines mittelspannungsbehafteten Spannungszustandes auf einen mittelspannungsfreien Spannungszustand über den Schädigungsparameter P_f zu überprüfen, werden in **Abbildung 6-15** zwei zyklisch stabilisierte Versuchswerte unter hoher Mitteldehnung mit der P_f -Kurve für $R = -1$ verglichen. Im Bereich sehr kurzer Schwingspielzahlen ($\varepsilon_a = 0,8\%$, $\varepsilon_m = 0,8\%$) zeigt sich dabei eine sehr gute Übereinstimmung, für kleinere Dehnungsamplituden ($\varepsilon_a = 0,2\%$, $\varepsilon_m = 1,4\%$) zeigt sich eine deutliche Abweichung. Nach [60] kann eine Anpassung des Schädigungsparameters auf die Mittelspannungsempfindlichkeit des Werkstoffs erfolgen. Wegen der geringen Anzahl an Versuchswerten, die unter hoher Mittelspannung durchgeführt wurden, wird aber darauf verzichtet.

Im Folgenden wird der Berechnungsablauf der Hysteresen nach der in Kapitel 6.1 dargestellten Vorgehensweise am Beispiel der M10 Fk 10.9-Verbindung erläutert. Für eine Kraftamplitude von $F_a = 3kN$ (Dauerfestigkeitsbereich der M10-Verbindung) werden die in **Abbildung 6-16** dargestellten örtlichen Hysteresen für die statische- und die zyklische σ - ε -Kurve (nach Hauptspannungen und -dehnungen ausgewertet) ermittelt. An der berechneten Hysterese der zyklischen σ - ε -Kurve wird eine Dehnungsamplitude von $\varepsilon_a = 0,1\%$ abgelesen (**Abbildung 6-16**).

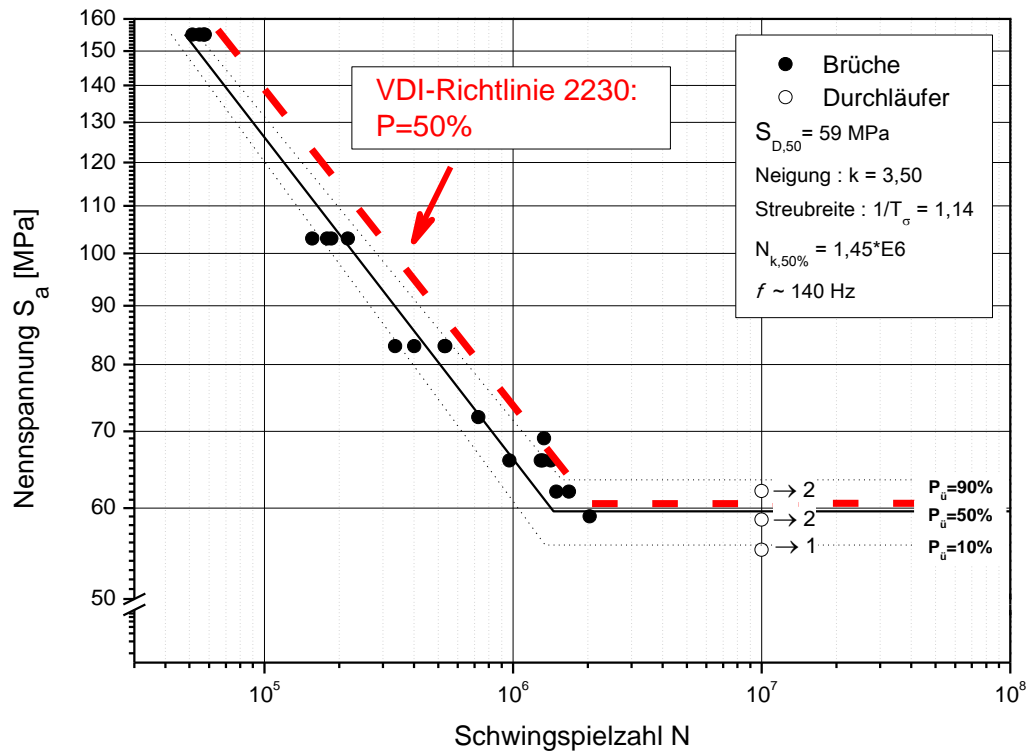


Abbildung 6-14: Experimentell ermittelte Schraube-Mutterwöhlerlinie M10 Fk 10.9 ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$) im Vergleich mit der VDI 2230-Linie ($P = 50\%$)

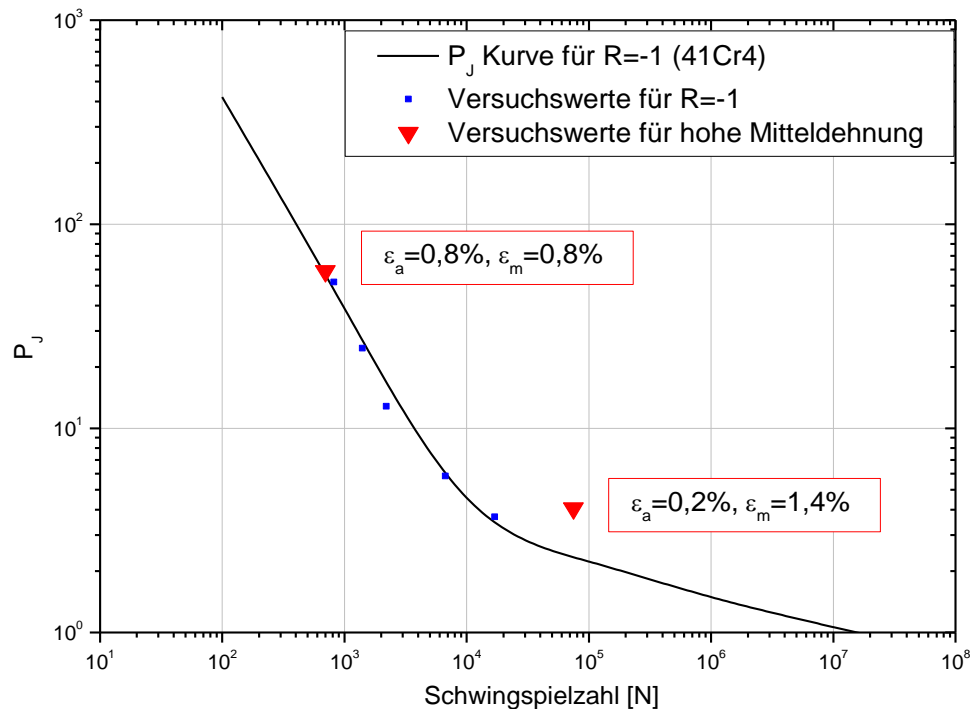


Abbildung 6-15: Abbildung des Mittelspannungseinflusses mit dem Parameter P_j für den Werkstoff 41Cr4

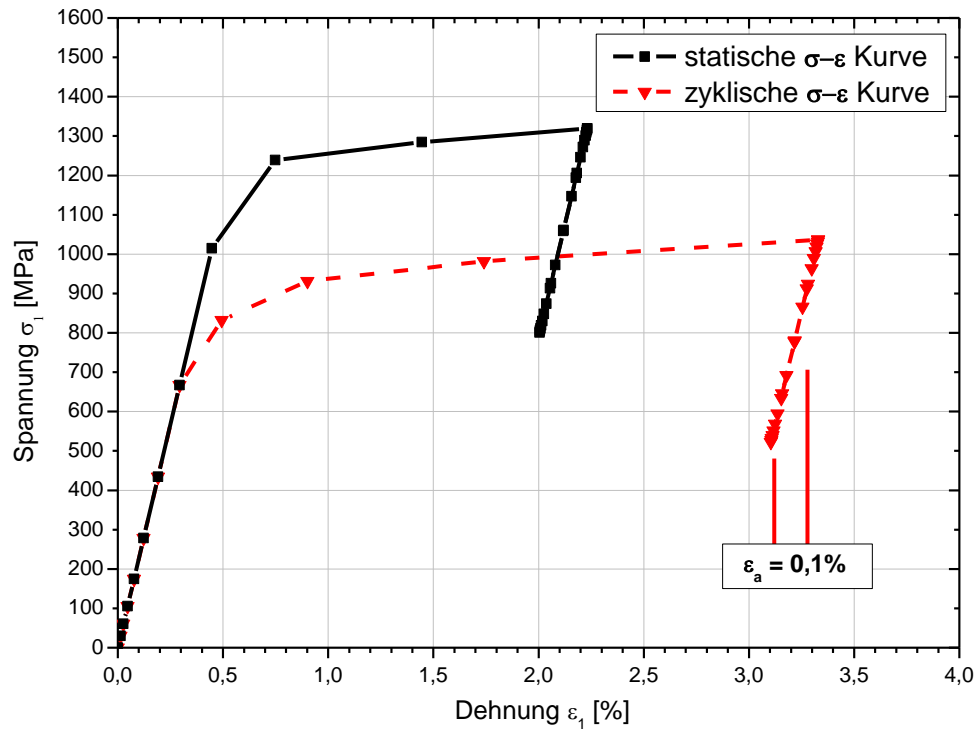


Abbildung 6-16: Hysteresen im Dauerfestigkeitsbereich ($F_a = 3\text{ kN}$, $S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$), berechnet anhand der statischen- und der zyklischen σ - ε -Kurve

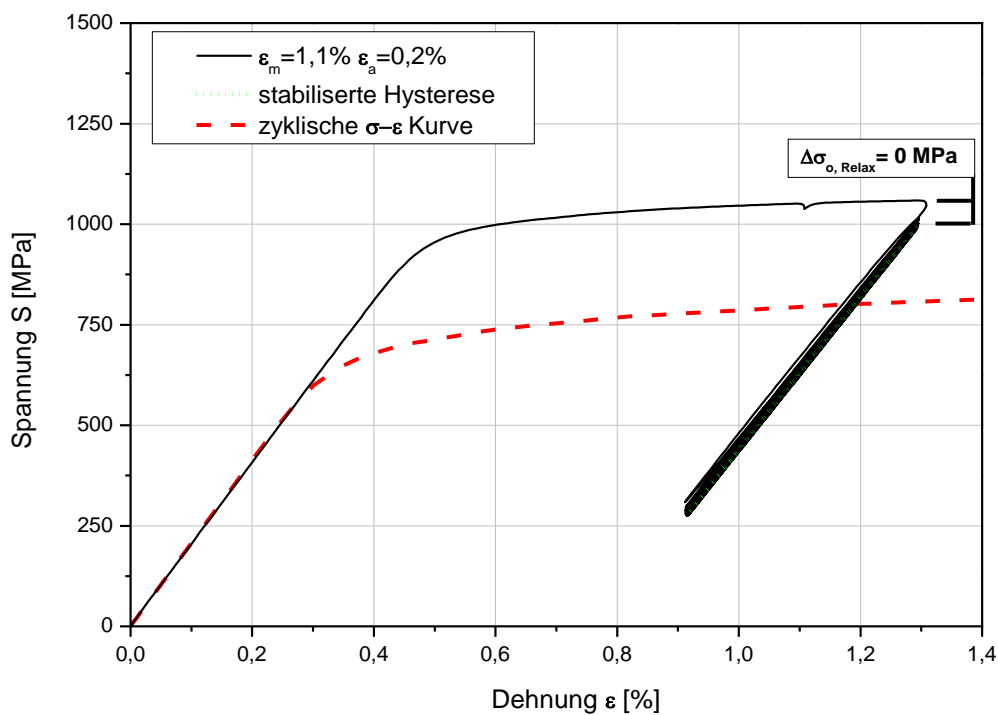


Abbildung 6-17: Dehnungsgeregelter Versuch unter hoher Mitteldehnung, Werkstoff 41Cr4 ($\varepsilon_m = 1,1\%$, $\varepsilon_a = 0,1\%$)

In einem weiteren Schritt wird die rechnerisch ermittelte Dehnungsamplitude $\varepsilon_a = 0,1\%$ hinsichtlich der Spannungsrelaxation überprüft. Dabei wird die glatte Probe statisch auf eine hohe Mitteldehnung von $\varepsilon_m = 1,1\%$ gedehnt und eine Dehnungsamplitude von $\varepsilon_a = 0,2\%$ zyklisch überlagert. Da auch bei der leicht größeren Dehnungsamplitude $\varepsilon_a = 0,2\%$ (**Abbildung 6-17**) im Vergleich zur berechneten Dehnungsamplitude $\varepsilon_a = 0,1\%$ keine zyklische Spannungsrelaxation auftritt, kann davon ausgegangen werden, dass auch bei der berechneten Dehnungsamplitude von $\varepsilon_a = 0,1\%$ keine zyklische Spannungsrelaxation auftritt.

Aufgrund der nicht vorhandenen örtlichen Relaxation wird die zyklische Hysterese im Dauerfestigkeitsbereich direkt an die statische Oberspannung σ_o angehängt. In **Abbildung 6-18** ist zusätzlich die Rissöffnungsspannung σ_{op} des Parameters P_f dargestellt. Es wird deutlich, dass diese weit unterhalb der Unterspannung der zu bewertenden Hysterese liegt und die Hysterese daher als vollständig geöffnet bewertet wird.

Für den obersten Zeitfestigkeitshorizont ($F_a = 9kN$) wird anhand der zyklischen σ - ε -Kurve eine Dehnungsamplitude von $\varepsilon_a = 0,4\%$ berechnet (**Abbildung 6-19**). Da die zyklische Hysterese teilweise im Druckbereich liegt, wird diese nach maximaler σ_1 und minimaler Hauptspannung σ_3 ausgewertet. Der zugehörige Relaxationsversuch wird bei einer Mitteldehnung $\varepsilon_m = 1,1\%$ und einer Dehnungsamplitude von $\varepsilon_a = 0,5\%$ durchgeführt (**Abbildung 6-20**). Es zeigt sich, dass die Oberspannung um $\Delta\sigma_{o,Relax} = 250 MPa$ relaxiert.

Die zyklische Hysterese wird daher unter Berücksichtigung der Oberspannungsrelaxation $\Delta\sigma_{o,Relax} = 250 MPa$ an die anhand der statischen σ - ε -Kurve berechnete Oberspannung angehängt (**Abbildung 6-21**).

In einem weiteren Schritt werden die so erstellten Hysteresen über den Schädigungsparameter P_f bewertet. Die Rissöffnungsspannung σ_{op} liegt für sämtliche Hysteresen unterhalb der Unterspannungen σ_u , deshalb wird die Hysterese als vollständig schädigend bewertet.

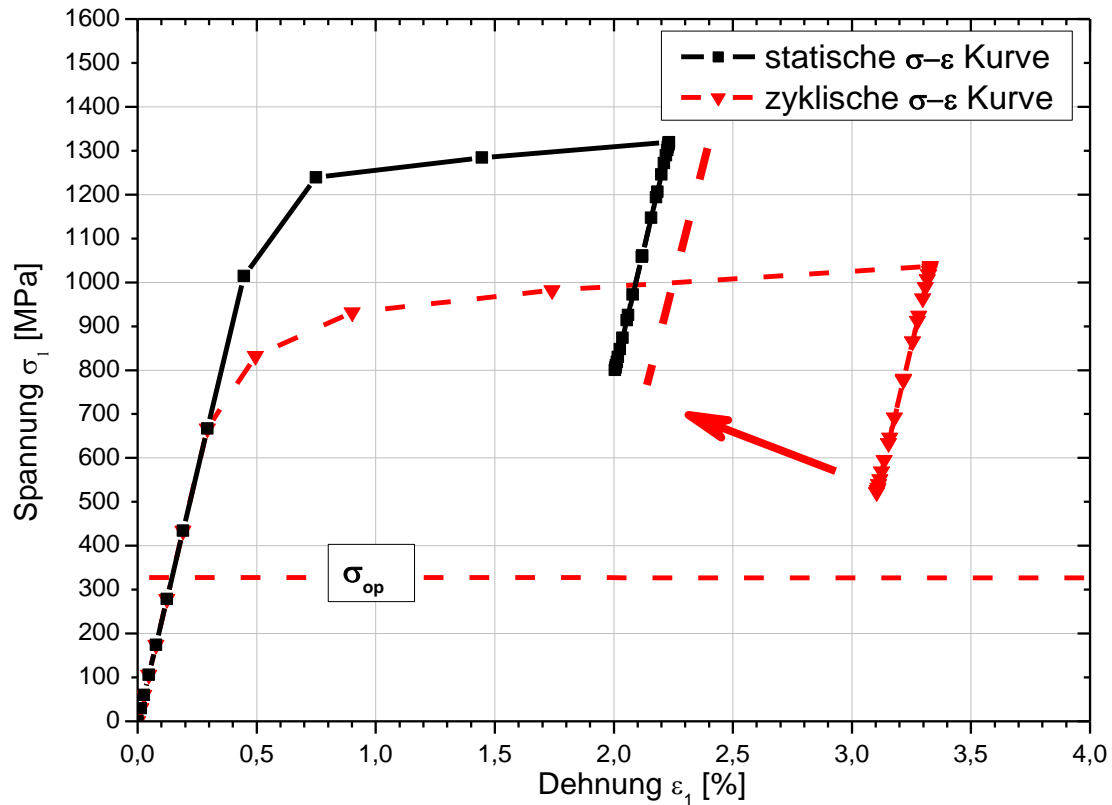
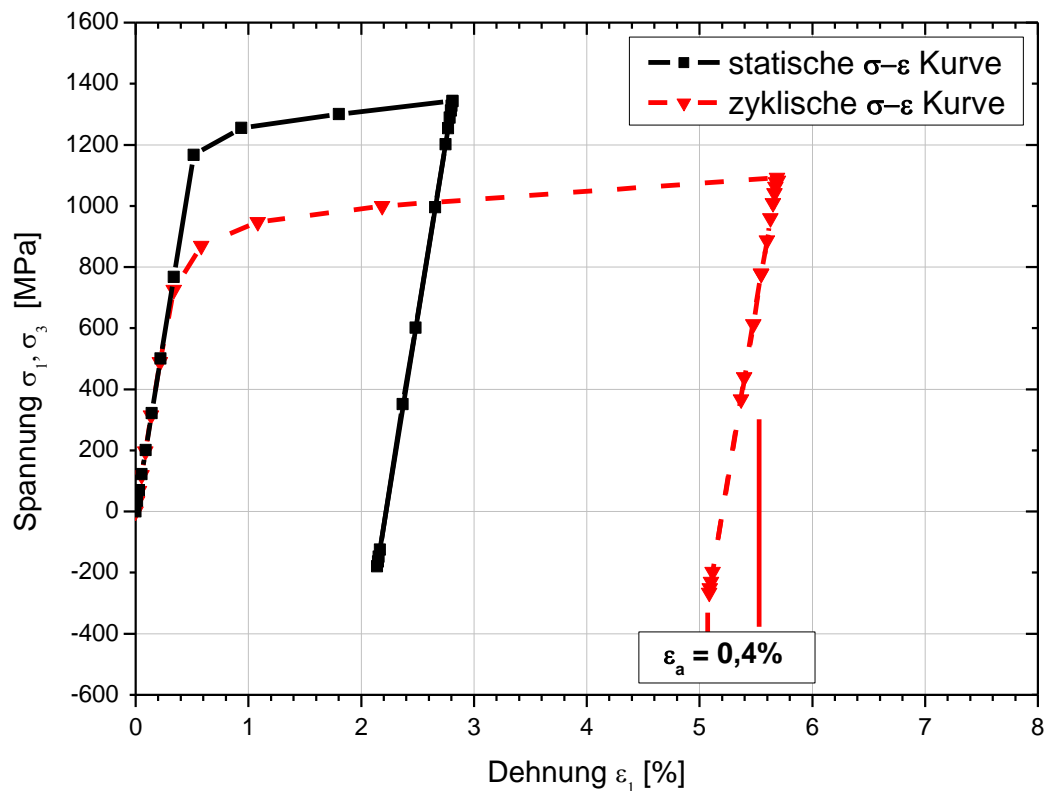


Abbildung 6-18: Anhängen der zyklischen Hysterese an die statische Erstbelastungskurve



**Abbildung 6-19: Hysterese im Zeitfestigkeitsbereich ($F_a = 9kN, S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$)
berechnet anhand der statischen- und der zyklischen σ - ϵ -Kurve**

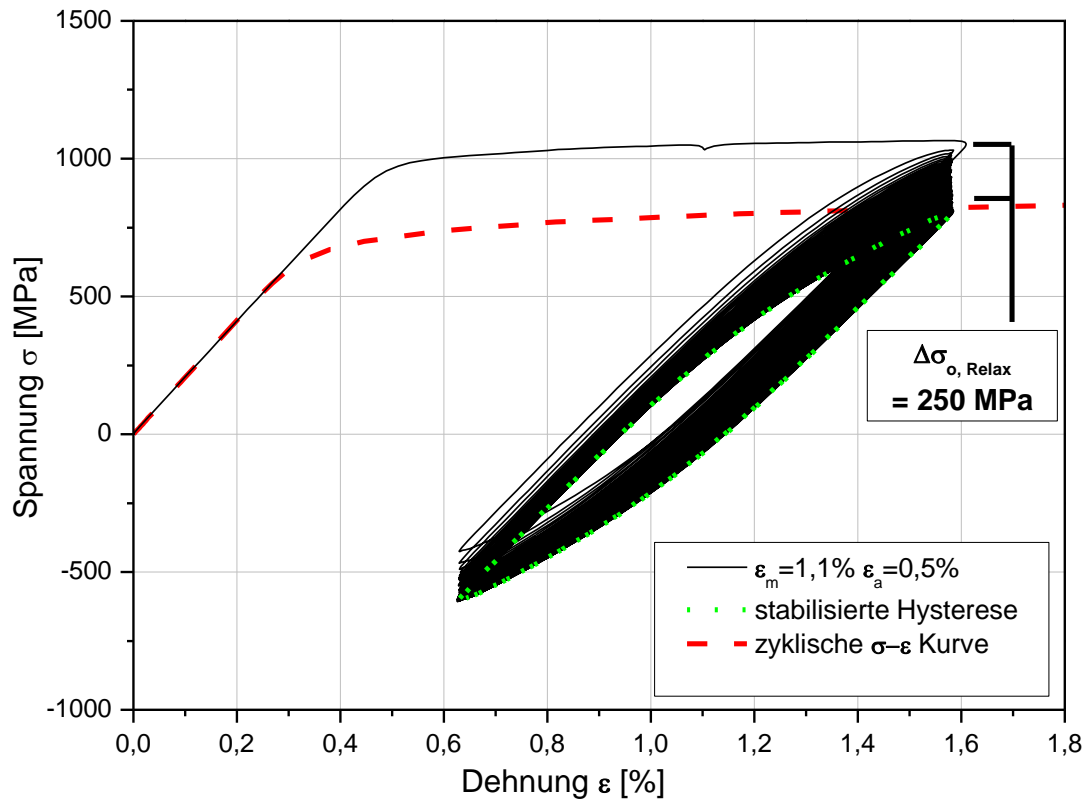


Abbildung 6-20: Dehnungsgeregelter Versuch unter hoher Mitteldehnung, Werkstoff 41Cr4 ($\varepsilon_m = 1,1\%$, $\varepsilon_a = 0,5\%$)

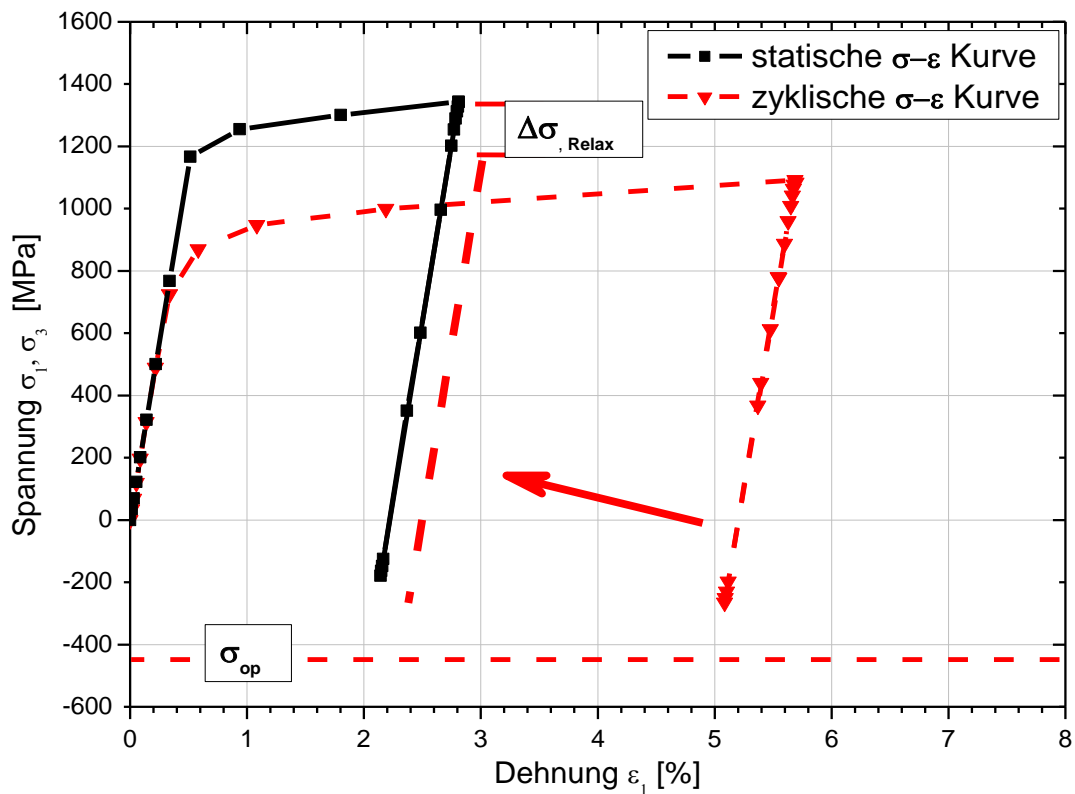


Abbildung 6-21: Anhängen der zyklischen Hysterese an die statische Erstbelastungskurve unter Berücksichtigung zyklischer Relaxation

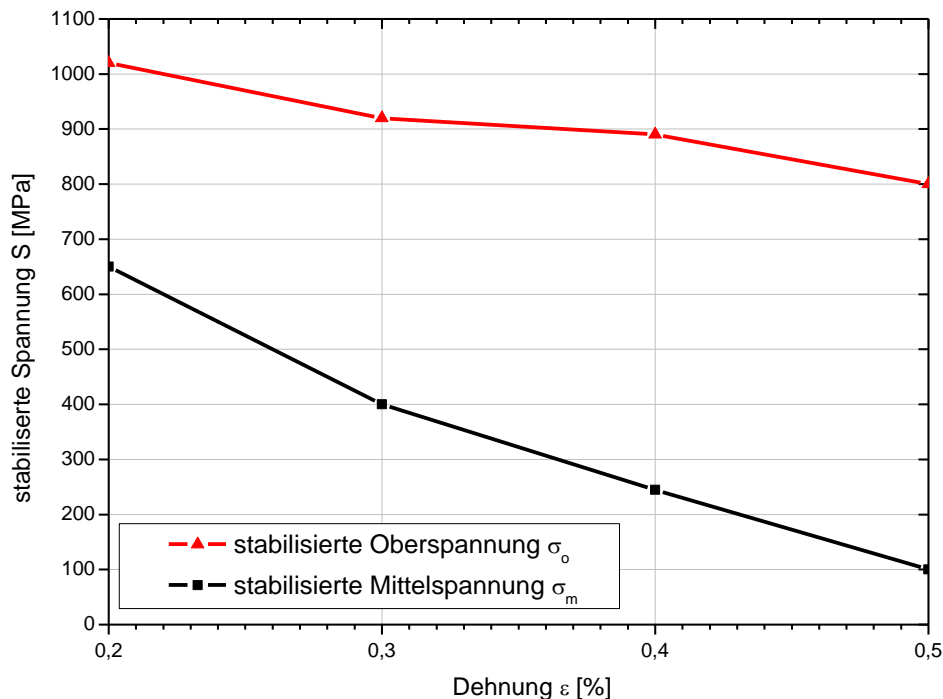


Abbildung 6-22: Dehnungskontrollierte Spannungsrelaxation bei konstanter Mitteldehnung $\varepsilon_m = 1,1\%$ für 41Cr4

Die Relaxationsversuche unter hoher Mitteldehnung $\varepsilon_m = 1,1\%$ wurden für den Werkstoff 41Cr4 weiterhin für die Dehnungsamplituden $\varepsilon_a = 0,3\%$ und $\varepsilon_a = 0,4\%$ durchgeführt (**Abbildung 6-22**). Die stabilisierte Oberspannung σ_o und die stabilisierte Mittelspannung σ_m sind jeweils über der Dehnungsamplitude aufgetragen. Für die Oberspannung zeigt sich für den untersuchten Bereich eine näherungsweise lineare Abhängigkeit der Oberspannung von ansteigender Dehnungsamplitude. Es ist dabei zu beachten, dass nur das Abnehmen der Oberspannung eine Aussage über die zyklische Relaxation des Werkstoffs liefert. Das Absinken der Mittelspannung stellt eine Überlagerung der zyklischen Spannungsrelaxation und des zwangsläufigen Absinkens der Mittelspannung für steigende Dehnungsamplitude dar. Die Mittelspannung sinkt zwangsläufig, da für steigende Dehnungsamplitude im plastischen Bereich die Oberspannung annähernd konstant bleibt und die Unterspannung abnimmt.

Sämtliche Hysteresen im Zeitfestigkeitsbereich werden nach der vorgestellten Vorgehensweise hergeleitet und über den Schädigungsparameter P_f bewertet. Es wird dabei ein Wert der Stützwirkung von $n = 1,22$ berücksichtigt die aus dem elastischen Spannungsgradienten berechnet wurde. Für die Berechnung der Dauerfestigkeit wird zuerst die geprüfte dauerfeste Spannung und Dehnung des Werkstoffs ($\sigma_{a,d} = 531 \text{ MPa}$, $\varepsilon_{a,d} = 0,26\%$, Kapitel 4) in einen dauerfesten Wert des

Schädigungsparameters ($P_{J,d} = 1,29 \text{ MPa}$) umgerechnet. Unter Berücksichtigung der Stützwirkungszahl wird dann eine zugehörige dauerfest ertragbare Nennspannungsamplitude der Verbindung iterativ berechnet. Das Ergebnis der Bewertung ist die in **Abbildung 6-23** dargestellte Anrisswöhlerlinie der Verbindung.

Zur genauen Beschreibung des Zeitfestigkeitsbereiches werden die Rissfortschrittschwingenspielzahlen auf die anhand des Örtlichen Konzeptes berechnete Anrisswöhlerlinie addiert (siehe Kapitel 6.5). Für den untersuchten Werkstoff 41Cr4 ($R_m = 1121 \text{ MPa}$) wurden die Rissfortschrittskennwerte für den ähnlichen Werkstoff 42CrMo4 ($R_m = 1100 \text{ MPa}$) unter hohem Mittelspannungsverhältnis $R_K = 0,5$ zu $C = 7,58 \cdot 10^{-8}$ und $m = 2,63$ gewählt (ΔK in $\text{MPa}\sqrt{\text{m}}$ und da/dN in mm/LZ). Sämtliche Kennwerte zur Rissfortschrittsberechnung sind detailliert in Anhang C-46 aufgelistet.

Die unter Berücksichtigung des Rissfortschritts rechnerisch ermittelte Bruchwöhlerlinie ist in Abbildung 6-23 dargestellt. Es zeigt sich eine gute Übereinstimmung mit der experimentell ermittelten Schraube-Mutterwöhlerlinie sowohl im Zeit- als auch im Dauerfestigkeitsbereich. Dieses Beispiel beweist, dass sich die Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen unter Berücksichtigung der zyklischen Spannungsrelaxation anhand des Örtlichen Konzeptes treffsicher vorhersagen lässt.

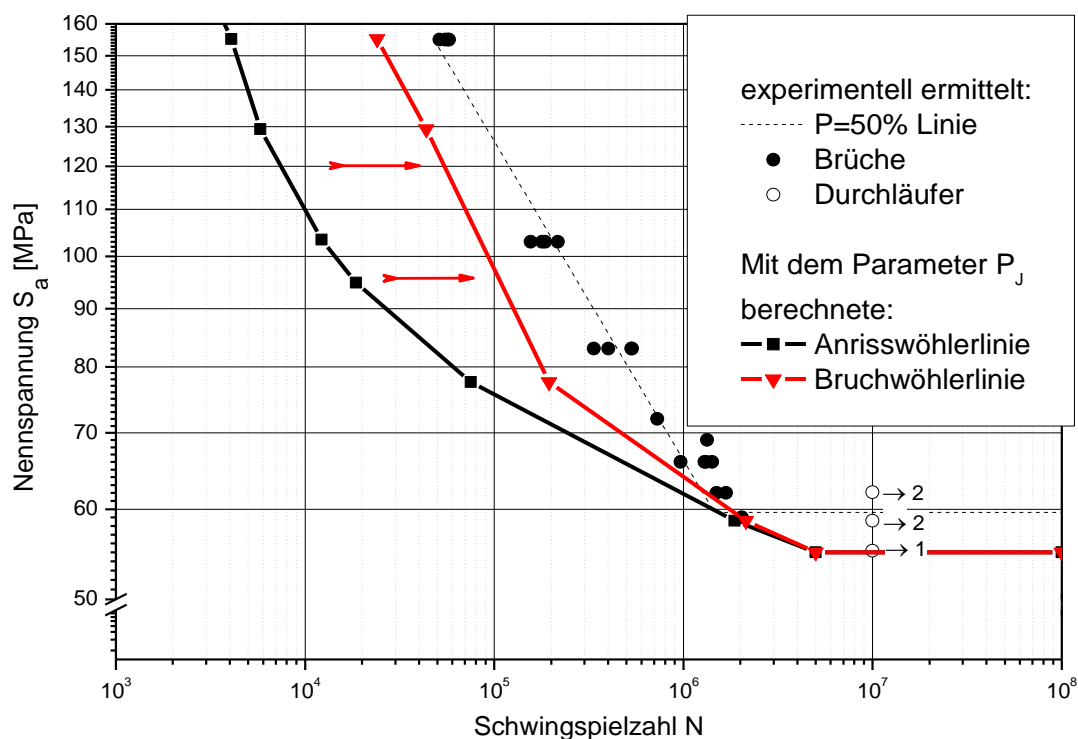


Abbildung 6-23: Mit dem Parameter P_J berechnete Anriss- und Bruchwöhlerlinie im Vergleich zur experimentell ermittelten Bruchwöhlerlinie (M10 Fk 10.9)

Bewertung anhand des Schädigungsparameters P_{SWT}

In **Abbildung 6-24** wird für den Parameter P_{SWT} , wie auch für den Parameter P_j zuvor, die Abbildung des Mittelspannungseinflusses überprüft. Für den Parameter P_{SWT} zeigt sich sowohl im Bereich kleiner Schwingspielzahlen ($\varepsilon_a = 0,8\%$, $\varepsilon_m = 0,8\%$) als auch im Bereich großer Schwingspielzahlen ($\varepsilon_a = 0,2\%$, $\varepsilon_m = 1,4\%$) eine gute Zurückführung der mittelspannungsbehafteten Versuchspunkte auf die mittelspannungsfreie $R = -1$ Linie. Der Versuchswert bei hoher Schwingspielzahl wird über den Parameter P_{SWT} sogar besser auf den mittelspannungsfreien Zustand zurückgeführt als über den Parameter P_j . Wegen der geringen Anzahl an Versuchswerten, die unter hoher Mittelspannung durchgeführt wurden, können jedoch keine statistisch abgesicherten Aussagen gemacht werden. Es wird daher wiederum auf die Anpassung des Mittelspannungseinflusses für den Parameter verzichtet.

Die dargestellten Hysteresen (**Abbildung 6-16** und **Abbildung 6-19**), die bereits zur Bewertung mit dem Parameter P_j herangezogen wurden, werden nun anhand des Schädigungsparameters P_{SWT} bewertet. Es ergibt sich die in **Abbildung 6-25** dargestellte Anriss- und Bruchwöhlerlinie. Die berechnete Bruchwöhlerlinie und die experimentell ermittelte Referenzlinie weisen auch für die Bewertung nach dem Parameter P_{SWT} eine gute Übereinstimmung auf.

6.6.2 Weitere Schraube-Mutterverbindungen

Das Vorgehen der örtlichen Bewertung für die weiteren untersuchten Schraube-Mutterverbindungen entspricht der im vorherigen Beispiel vorgestellten Methode. Für die Bewertung der niedrigen Festigkeitsklasse M16 Fk 5.6 werden beispielhaft die Hysteresen im Bereich der Dauerfestigkeit ($F_a = 7kN$) und im obersten Zeitfestigkeitsbereich ($F_a = 19kN$) in **Abbildung 6-26** und **Abbildung 6-27** dargestellt. Im Dauerfestigkeitsbereich zeigt die Hysterese auch für die Verbindung der niedrigen Festigkeitsklasse ausschließlich elastisches σ - ε -Verhalten. Im Zeitfestigkeitsbereich bei großer Kraftamplitude ist hingegen eine deutliche Öffnung der Hysterese zu erkennen. Die Ergebnisse der Bewertung über die Parameter P_{SWT} und P_j unter Berücksichtigung des Rissfortschrittverhaltens sind in **Anhang C-40** und **Anhang C-41** dargestellt, die durchgeführten Relaxationsversuche und die Versuche zur Abbildung des Mittelspannungseinflusses sind im Anhang aufgeführt.

Vergleicht man die dauerfesten Spannungen S_D) sämtlicher untersuchter Verbindungen (**Abbildung 6-28**, **Abbildung 6-29**, **Tabelle 6-3**) zeigt sich, dass die anhand des Schädigungsparameter P_j berechneten dauerfesten Spannungen immer konservativer liegen als die anhand des Schädigungsparameter P_{SWT} berechneten

(vgl. Kapitel 6.2). Die Ergebnisse der örtlichen Bewertung mit dem Parameter P_J an der Schraube-Mutterverbindung M10 Fk 5.6 sind in **Anhang C-35** und die Ergebnisse der M16 Fk 10.9 Verbindung sind in **Anhang C-38** dargestellt.

Für die M10 Fk 10.9 Verbindung ergibt sich für die Bewertung nach dem Parameter P_{SWT} eine höhere Dauerfestigkeit als für die Bewertung nach dem P_J . Dieses lässt sich teilweise über die Abbildung des Mittelspannungseinflusses begründen:

Für die Werkstoffversuche unter hoher Mitteldehnung zeigt sich bei hohen Schwingspielzahlen ($N = 5 \cdot 10^4$, $\varepsilon_a = 0,2\%$, $\varepsilon_m = 1,4\%$) eine bessere Rückführung auf den mittelspannungsfreien Zustand durch den Schädigungsparameter P_{SWT} (Abbildung 6-24) als durch den Schädigungsparameter P_J (Abbildung 6-15). Dies bedeutet, dass der Parameter P_J für diesen Versuchswert einen höheren relativen Schädigungsparameterwert ausgibt als der Parameter P_{SWT} , welches zu einer niedrigeren Bauteilschwingfestigkeit führt. Es muss an dieser Stelle nochmals darauf hingewiesen werden, dass beide Parameter nicht hinsichtlich des Mittelspannungseinflusses angepasst wurden, da wegen der geringen Anzahl an Versuchen bei hohen Mittelspannungen keine statistische Auswertung möglich ist.

Für die Verbindungen der Festigkeitsklasse 10.9 können die dauerhaft ertragbaren Spannungen nach dem Nennspannungskonzept der VDI-Richtlinie 2230 berechnet werden, diese sind zum Vergleich in Abbildung 6-28 eingetragen. Es zeigt sich, dass sie die experimentellen Ergebnisse besser beschreiben als die anhand des Örtlichen Konzeptes berechneten. Die Stärke des Örtlichen Konzeptes liegt darin, dass sich auch Festigkeitsklassen und Verbindungen bewerten lassen, die nicht von der VDI-Richtlinie 2230 abgedeckt werden, z.B. die in Abbildung 6-29 zusammengefassten dauerhaft ertragbaren Spannungen der Festigkeitsklasse 5.6 und die in Kapitel 6.6.3 und Kapitel 6.6.4 bewerteten Mutterverbindungen.

Tabelle 6-3: Vergleich geprüfter und berechneter Dauerfestigkeiten (in MPa)

	Fk10.9		Fk5.6	
	M10	M16	M10	M16
Experimentell ermittelt:	60	52	47	44
VDI 2230	60	54	—	—
P_J	55	45	55	45
P_{SWT}	62	48	56	46

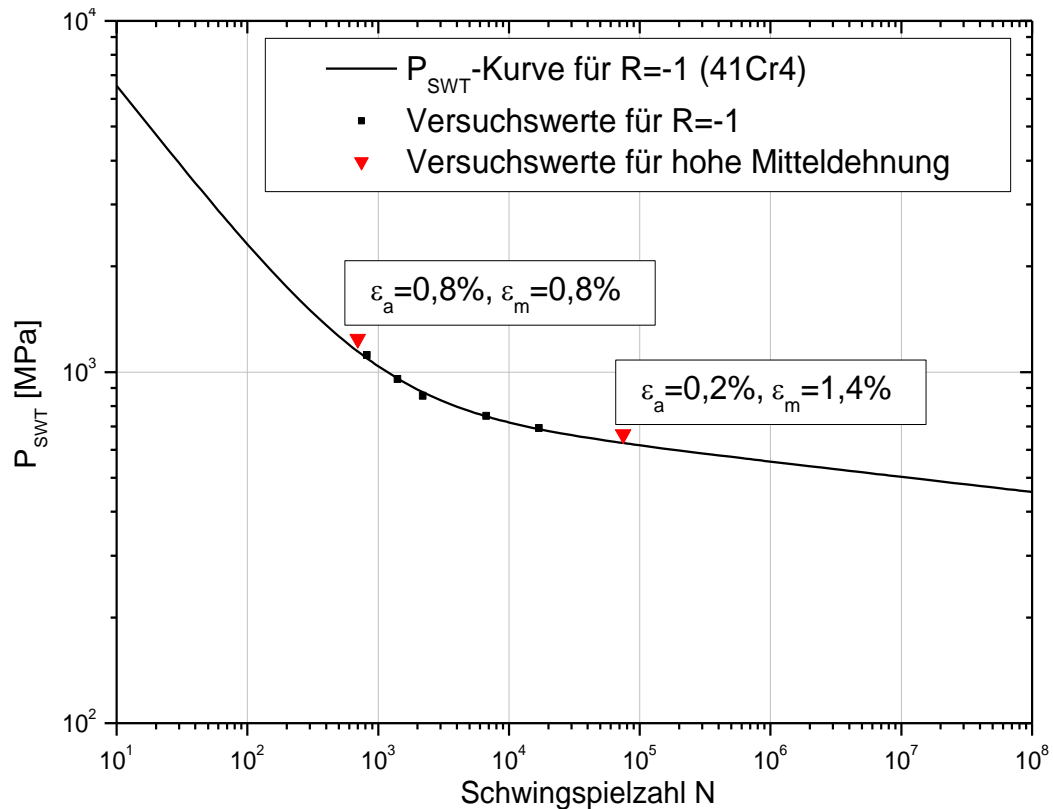


Abbildung 6-24: Abbildung des Mittelspannungseinflusses mit dem Parameter P_{SWT} für den Werkstoff 41Cr4

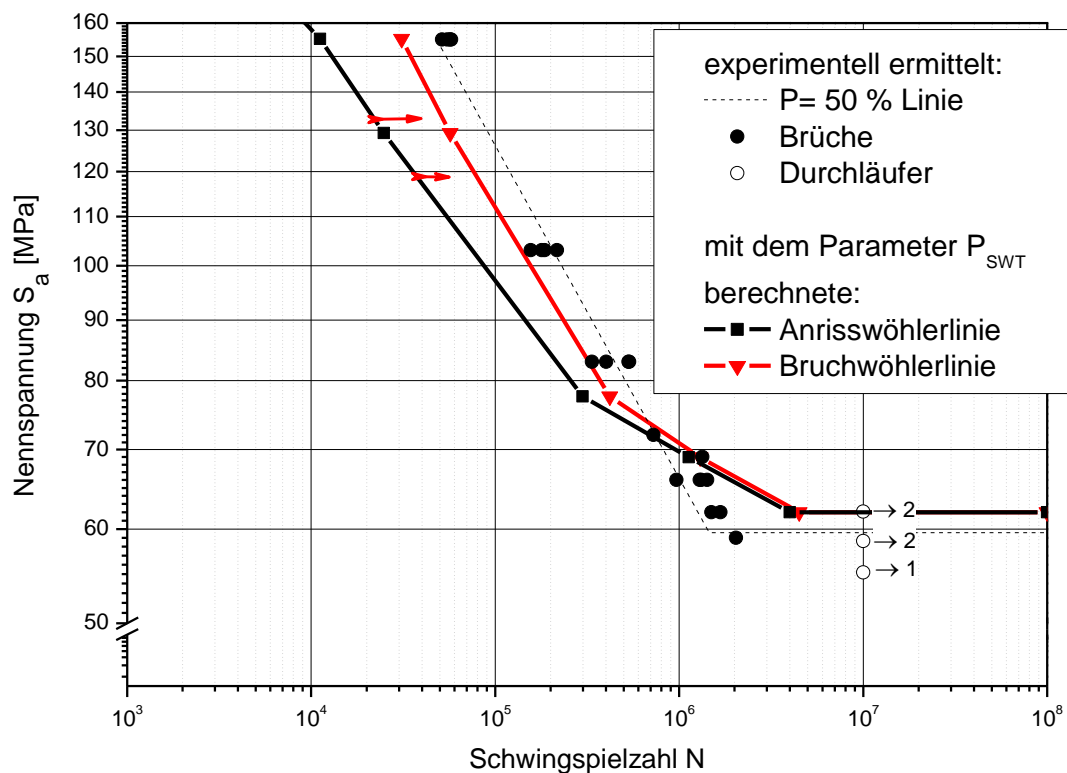


Abbildung 6-25: Mit dem Parameter P_{SWT} berechnete Anriss- und Bruchwöhlerlinie im Vergleich zur experimentell ermittelten Bruchwöhlerlinie der Verbindung M10 Fk 10.9

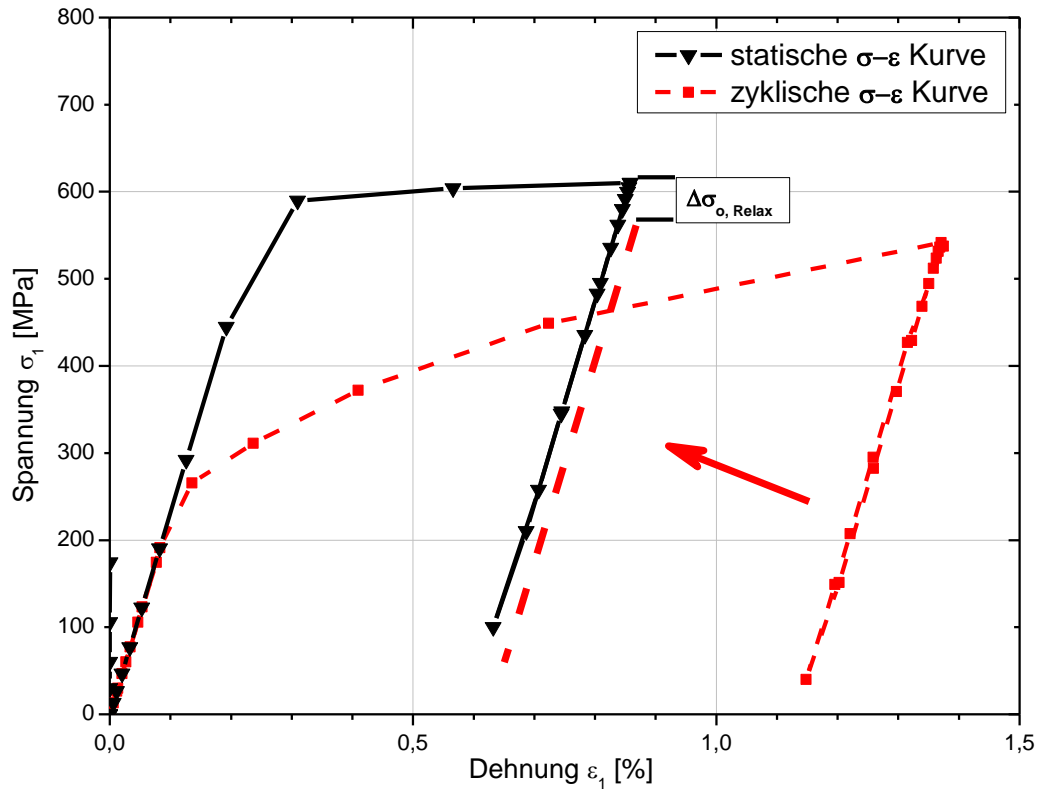


Abbildung 6-26: Hysterese im Dauerfestigkeitsbereich ($F_a = 7\text{ kN}, S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$)
berechnet anhand der statischen- und zyklischen σ - ϵ -Kurve

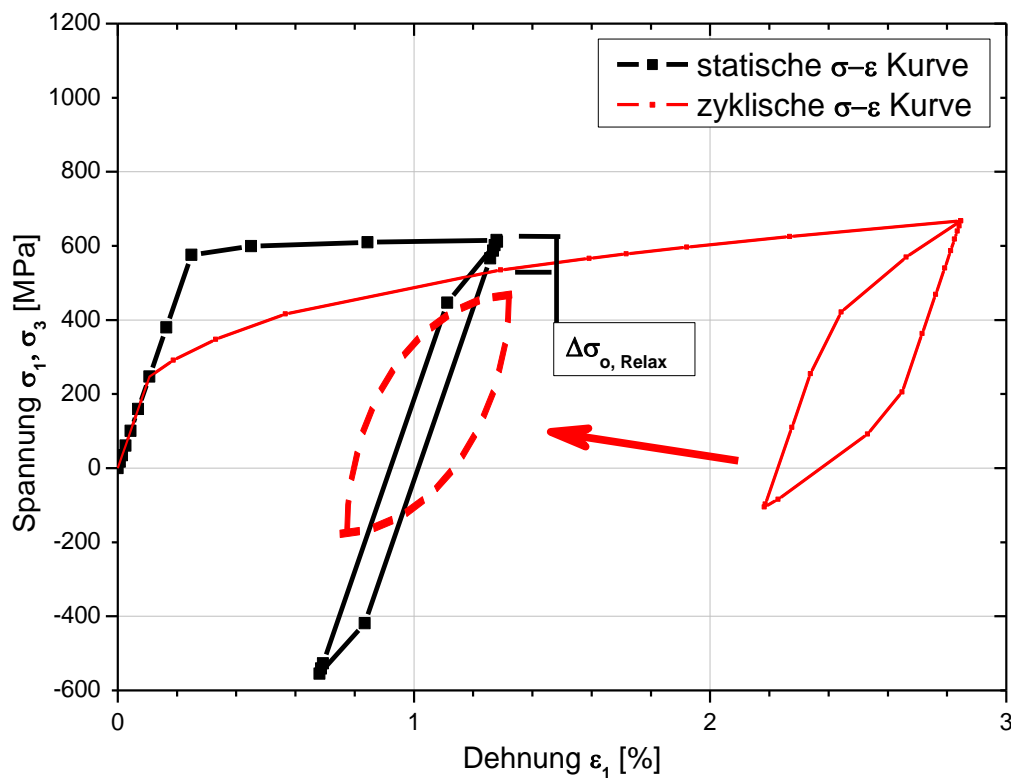
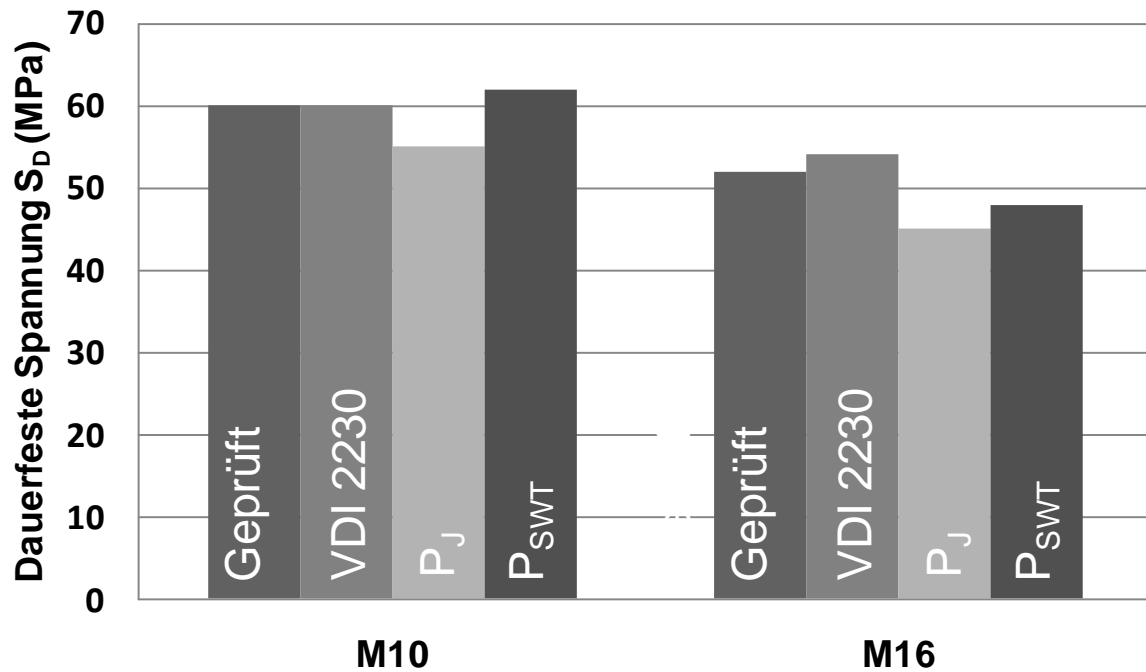
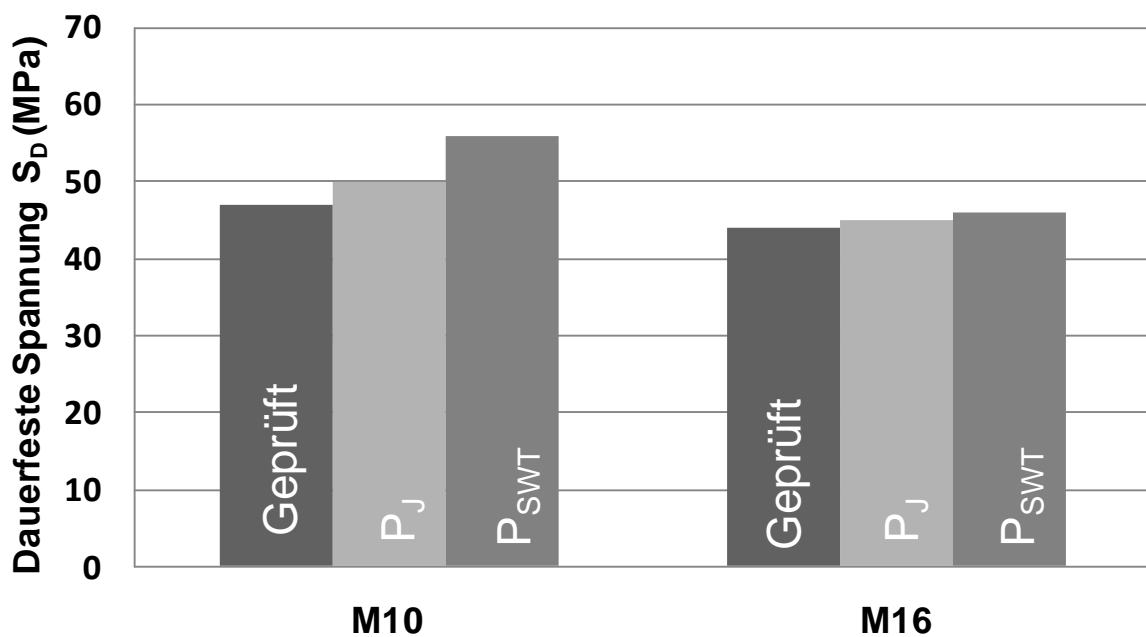


Abbildung 6-27: Hysterese im Zeitfestigkeitsbereich ($F_a = 19\text{ kN}, S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$)
berechnet anhand der statischen- und zyklischen σ - ϵ -Kurve



Größeneinfluss für die Festigkeitsklasse 10.9

Abbildung 6-28: Vergleich der experimentell und rechnerisch bestimmten Dauerfestigkeiten der Festigkeitsklasse 10.9



Größeneinfluss für die Festigkeitsklasse 5.6

Abbildung 6-29: Vergleich der experimentell und rechnerisch bestimmten Dauerfestigkeiten der Festigkeitsklasse 5.6

6.6.3 Düsenspannmutter

Bewertung anhand des Schädigungsparameters P_f

Für die Düsenspannmutterverbindung treten unter hoher Mittelspannung $S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$ ausschließlich Brüche im ersten tragenden Gewindegang auf (Kapitel 3.3.2). Der Gewindeausrundungsradius der Düsenspannmutterverbindung ($r = 51\mu m$) ist über sämtliche Gewindegänge sehr präzise gefertigt und zeigt nur geringe Streuungen. Der Abrundungsradius in der freien Kerbe ist mit $r = 150\mu m$ wesentlich größer als der Radius im ersten tragenden Gewindegang. Eine Übersicht über die Düsenspannmutterverbindung ist in Abbildung 3-1 gegeben.

Sowohl für die Düsenspannmutterverbindung als auch für die Zugmutterverbindung ergibt sich im freien Gewinde (**Abbildung 6-32**) im Vergleich zum ersten tragenden Gewindegang (**Abbildung 6-33**) eine geringfügig höhere Beanspruchung. Die freie Kerbe (**Abbildung 6-34**) ist im Vergleich zu den Gewindegängen wesentlich geringer beansprucht.

In **Abbildung 6-30** werden die örtlichen Hysteresen, ausgewertet im ersten tragenden Gewindegang, dargestellt. Diese sind anhand der statischen und der zyklischen σ - ε -Kurve berechnet. Die anhand der zyklischen σ - ε -Kurve berechnete Oberdehnung übersteigt mit $\varepsilon_{o,max} = 11,5\%$ die statische Bruchdehnung des Werkstoffs 38MnVS6 (Tabelle 4-3). Daraus lässt sich ableiten, dass die Erstbelastung mit der statischen Fließkurve und die zyklische Hystereseschleife mit der zyklischen Fließkurve zu berechnen ist. Dies erfordert wiederum zwei getrennte FEM-Rechnungen, die anschließend wie in Kapitel 6.1 beschrieben „offline“ zusammengesetzt werden.

Die zyklische Hysterese zeigt auch im oberen Spannungshorizont der Kurzzeitfestigkeit elastisches σ - ε Verhalten und wird an die anhand der statischen σ - ε -Kurve berechnete Oberspannung angehängt. Werden die so erstellten Hysteresen unter Berücksichtigung einer Stützwirkungszahl $n = 1,26$ über den Schädigungsparameter P_f bewertet, ergibt sich die in **Abbildung 6-31** dargestellte Anrisswöhlerlinie.

Die Kennwerte für die Rissfortschrittsberechnung werden nach Anhang C-47 von dem Werkstoff 42CrMo4 ($R_m = 1100 MPa$) abgeleitet, der in der Zugfestigkeit dem untersuchten 38MnVS6 entspricht. Im Gegensatz zu den bisher untersuchten klassischen Schraube-Mutterverbindungen wird das Rissmodell für das Versagen der Mutter als langer Oberflächenriss innen angenommen.

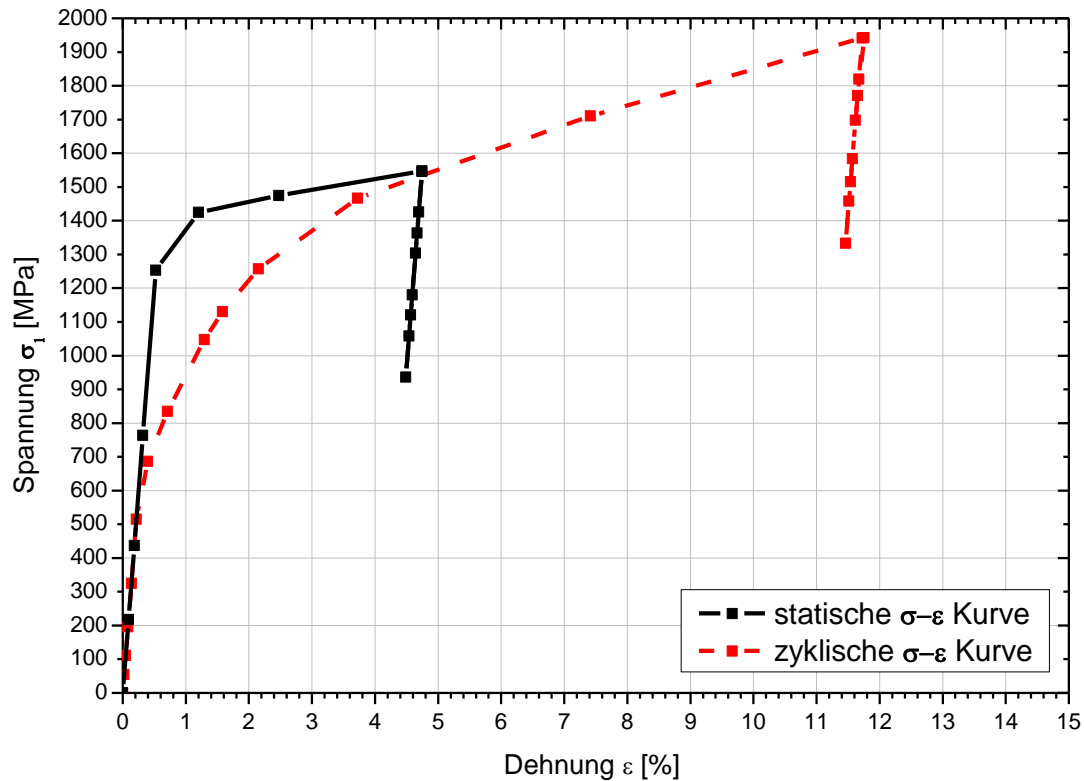


Abbildung 6-30: Hysteresen der Düsenspannmutterverbindung im Dauerfestigkeitsbereich ($F_a = 3,8kN, S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$), berechnet anhand der statischen- und der zyklischen σ - ϵ -Kurve

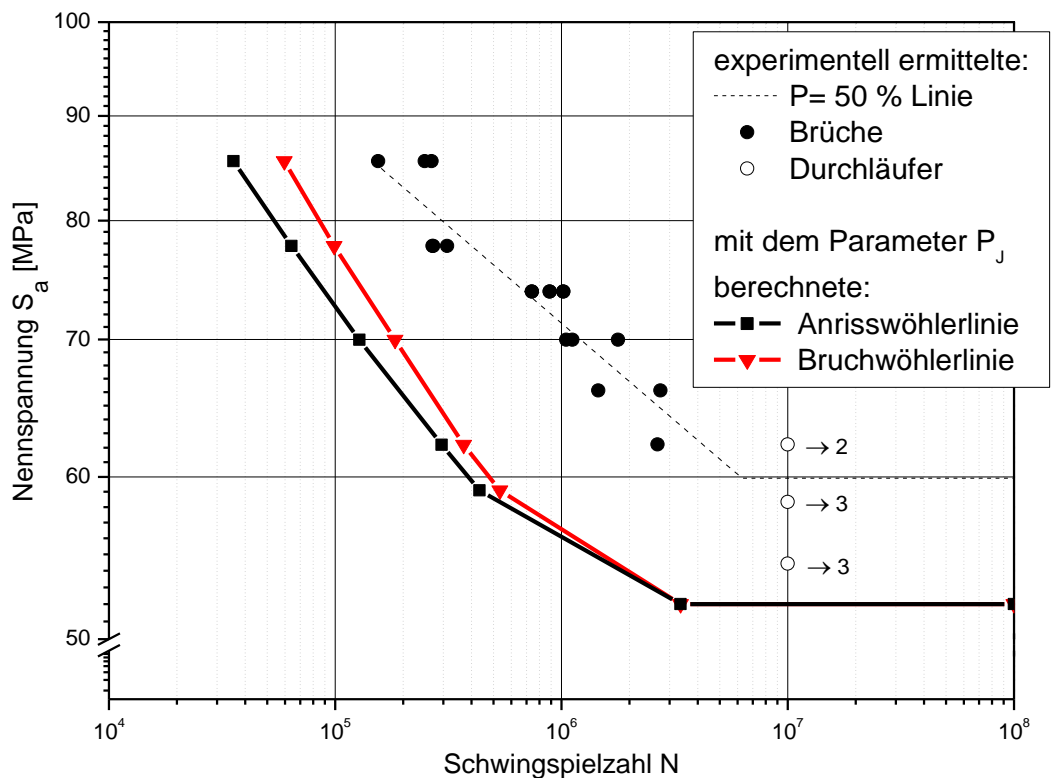
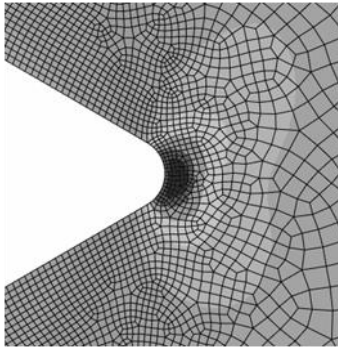
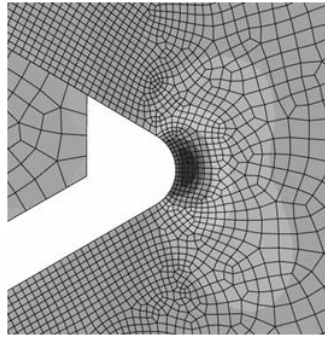


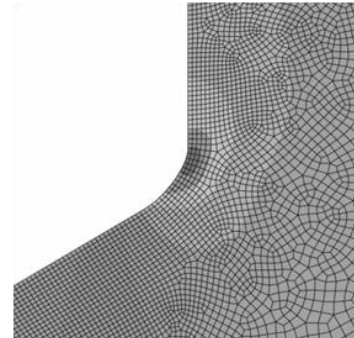
Abbildung 6-31: Mit dem Parameter P_f berechnete Anriss- und Bruchwöhlerlinie im Vergleich zur experimentell ermittelten Wöhlerlinie der Düsenspannmutterverbindung



$K_t: 7,2$
Abbildung 6-32: freier
Gewindegang



$K_t: 6,8$
Abbildung 6-33: erster
tragender Gewindegang



$K_t: 5,0$
Abbildung 6-34: freie Kerbe

Bewertung anhand des Schädigungsparameters P_{SWT}

Werden die abgeleiteten Hysteresen über den Schädigungsparameter P_{SWT} bewertet, zeigt sich wie bei der klassischen Schraube-Mutterverbindung, dass die Ergebnisse des Schädigungsparameters P_f konservativer ($S_{a,d} = 52 \text{ MPa}$) als die Ergebnisse des P_{SWT} ($S_{a,d} = 58 \text{ MPa}$) liegen.

6.6.4 Zugmutter

Bewertung anhand des Schädigungsparameters P_f

Für die Zugmutterverbindung ergibt sich in der örtlichen Bewertung die Problematik der undefinierten Gewindegrundausrundungsradien (**Abbildung 6-35**). Der Gewindeausrundungsradius kann subjektiv zwischen $r = 60 \mu\text{m}$ (sanfter Ausrundungsradius) und $r = 17,5 \mu\text{m}$ (scharfer Ausrundungsradius) angenommen werden, was die örtliche Bewertung sehr ungenau macht. Weiterhin können Eigenspannungen aus dem Schneidprozess im Gewindegrund vorliegen, die nicht quantifiziert werden können.

Nach **Tabelle 6-4** ergeben sich je nach Annahme des Gewindeausrundungsradius Kerbformzahlen zwischen $K_t = 5,4$ für den sanften Ausrundungsradius und $K_t = 8,1$ für den scharfen Ausrundungsradius. Für den scharfen Gewindeausrundungsradius resultiert ein bezogener Spannungsgradient von $G_{\text{bezogen}} = 120 \text{ mm}^{-1}$. Dieser liegt außerhalb des von der FKM-Richtlinie [17] bewertbaren Bereiches ($1 \text{ mm}^{-1} < \bar{G}_\sigma < 100 \text{ mm}^{-1}$).

In der Abbildung des Mittelspannungseinflusses sind sowohl für den Schädigungsparameter P_f (**Anhang C-29**), als auch für den Schädigungsparameter P_{SWT} (**Anhang C-28**) Abweichungen im Vergleich zu der Schädigungsparameterlinie für $R = -1$ zu erkennen. Eine Anpassung der Abbildung des Mittelspannungseinflusses

wurde wiederum aufgrund der wenigen durchgeführten Versuche unter hoher Mitteldehnung nicht durchgeführt.

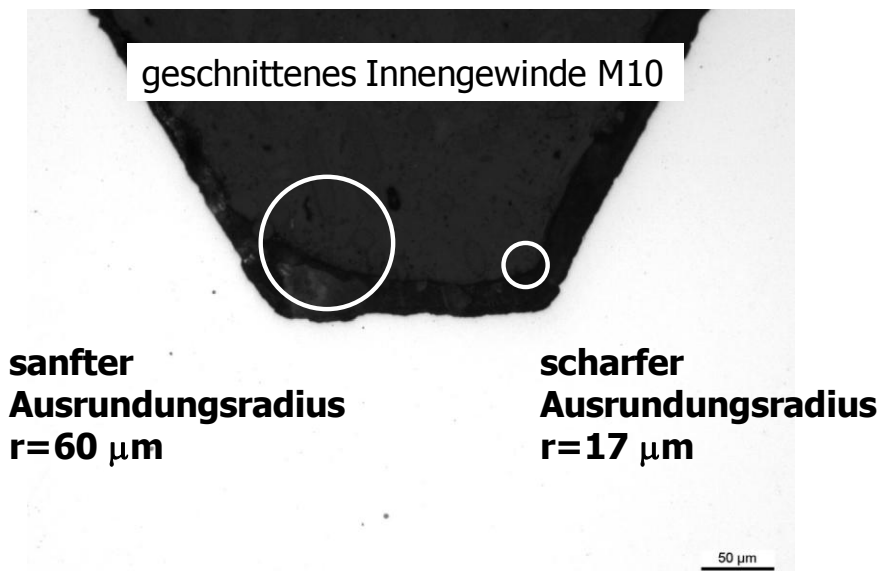


Abbildung 6-35: Gewindeausrundungsradius der Zugmutter

Tabelle 6-4: Kerbformzahl und Gradient der Zugmutternverbindung

	sanft	scharf
Gewindeausrundungsradius	$r = 60\mu m$	$r = 17,5\mu m$
$K_{t,Hauptsp.}$	5,4	8,1
$G_{Bezogen}$	37,0	120,0
Stützwirkung η	1,525	1,705

Für die gleiche Kraftamplitude ($F_a = 2,2 \text{ kN}$) im Dauerfestigkeitsbereich sind die örtlichen Hysteresen in **Abbildung 6-36** für den scharfen Ausrundungsradius und in **Abbildung 6-37** für den sanften Ausrundungsradius dargestellt. Unter Annahme des scharfen Ausrundungsradius steigen sowohl die Oberspannung σ_o als auch die Dehnungsamplitude ε_a der Hysterese. Diese liegt für die statische σ - ε -Kurve (Abbildung 6-36) teilweise im Druckbereich. Im Relaxationsversuch zeigt sich für die örtliche Dehnungsamplitude $\varepsilon_a = 0,1\%$ keine zyklische Relaxation des Werkstoffs (**Anhang C-30**). Für sehr große Dehnungsamplituden $\varepsilon_a = 1\%$ (**Anhang C-31**) verfestigt der Werkstoff zyklisch geringfügig. Aufgrund der nur sehr geringen Ver- und Entfestigungsvorgänge des Werkstoffs wird die berechnete zyklische Hysterese jeweils direkt an die statische Oberspannung angehängt.

Für den scharfen Ausrundungsradius $r = 17 \mu m$ ist die anhand des Parameters P_J bewertete Anrisswöhlerlinie in **Abbildung 6-38** dargestellt. Die bruchmechanischen Kennwerte sind nach der FKM-Bruchmechanik-Richtlinie für den Werkstoff St37 für das Mittelspannungsverhältnis $R_k = 0,5$ zu $m = 2,71$ und $C = 9,7 \cdot 10^{-9}$ und angenommen worden. Es ergeben sich Rissfortschrittsschwingspielzahlen zwischen $5 \cdot 10^4$ und $3 \cdot 10^5$ Schwingspielen, welche zu der in **Abbildung 6-38** dargestellten Bruchwöhlerlinie führen.

In **Abbildung 6-39** sind die berechneten Bruchwöhlerlinien für den sanften und den scharfen Ausrundungsradius dargestellt. Im Dauerfestigkeitsbereich umschließen die berechneten Bruchwöhlerlinien unter Annahme des scharfen und des sanften Ausrundungsradius die experimentell ermittelte Linie der Zugmutterverbindung. Es wird deutlich, dass bei stark streuenden Gewindegrundradien die Grenzwerte immer zur Bewertung herangezogen werden sollten.

Bewertung anhand des Schädigungsparameters P_{SWT}

Die Abbildung des Mittelspannungseinflusses über den Schädigungsparameter P_{SWT} (Anhang C-28) führt im Vergleich zu der Schädigungsparameterlinie für $R = -1$ zu Abweichungen. Werden die in **Abbildung 6-36** und **Abbildung 6-37** dargestellten Hysteresen anhand des Schädigungsparameters P_{SWT} bewertet, zeigt sich, dass die Ergebnisse im Vergleich zu denen des Schädigungsparameters P_J weniger konservativ liegen (**Tabelle 6-5**). Die Ergebnisse der Zugmutter bestätigen damit die Ergebnisse der klassischen Schraube-Mutterverbindung der niedrigen Festigkeitsklasse 5.6 (Kapitel 6.6.2). Die mit dem Parameter P_{SWT} berechneten dauerfesten Spannungen liegen sowohl für den sanften als auch für den scharfen Ausrundungsradius nicht konservativ zu der experimentell ermittelten Dauerfestigkeit $S_{a,d} = 49 MPa$.

Tabelle 6-5: Vergleich der berechneten dauerfesten Spannungen in Abhängigkeit der Schädigungsparameter und des angenommenen Ausrundungsradius

	$r = 17 \mu m$	$r = 60 \mu m$
P_J	40 MPa	56 MPa
P_{SWT}	59 MPa	78 MPa
Experimentell ermittelt:	49 MPa	

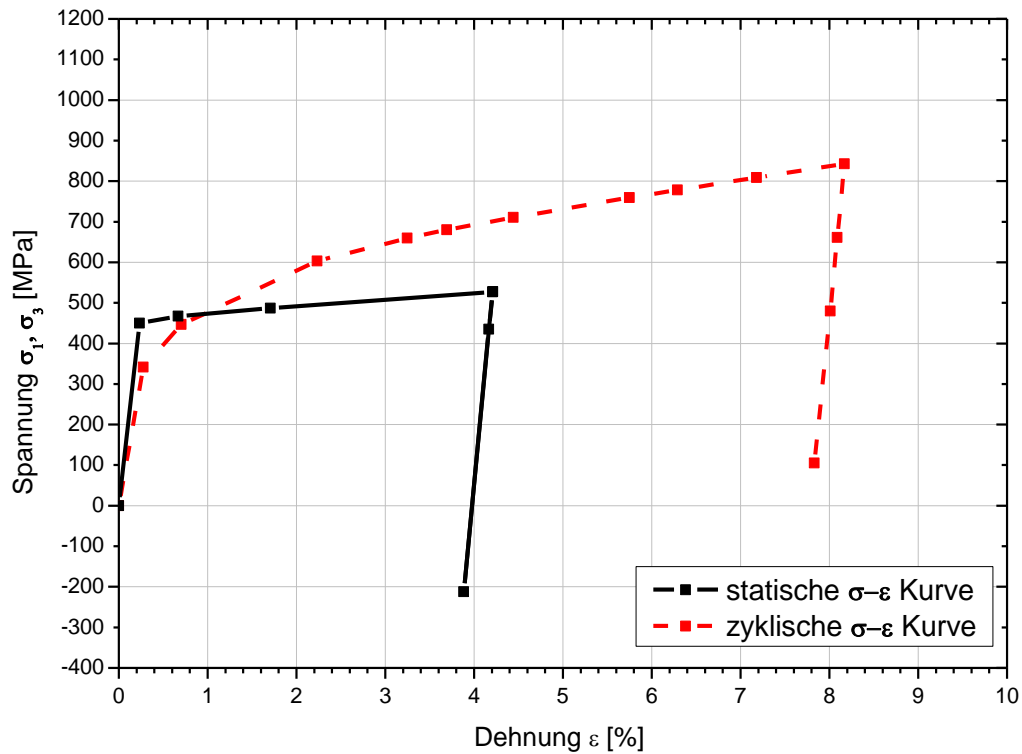


Abbildung 6-36: Hysteresen der Zugmutterverbindung im Dauerfestigkeitsbereich
($F_a = 2,2 kN, S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$) für den scharfen Ausrundungsradius ($r = 17 \mu m$)

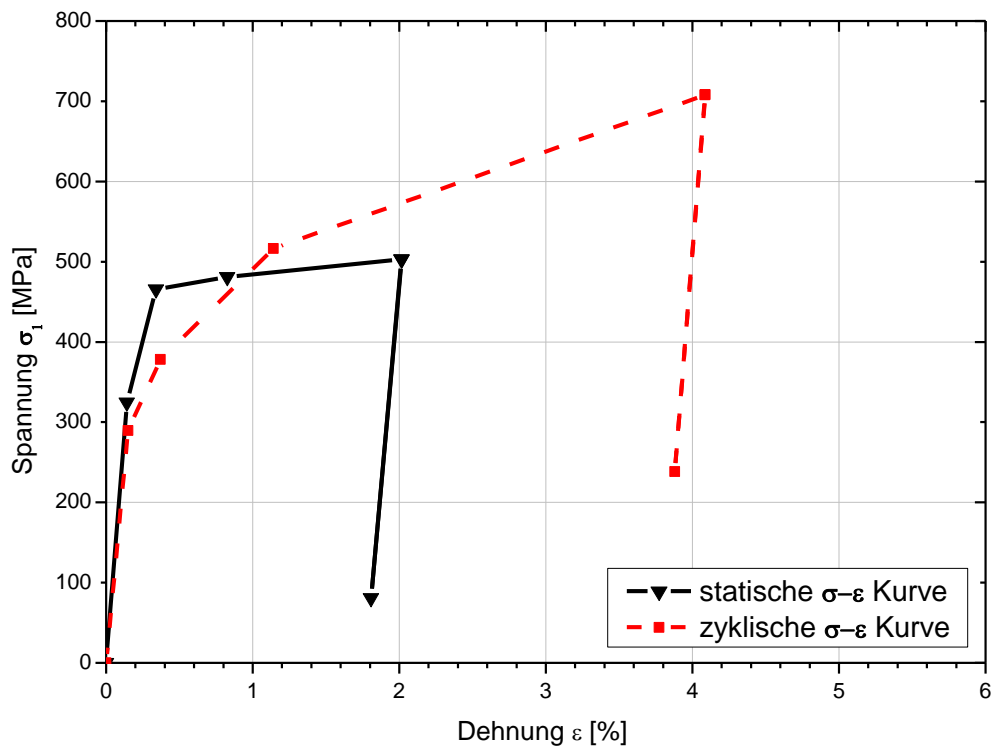


Abbildung 6-37: Hysteresen der Zugmutterverbindung im Dauerfestigkeitsbereich
($F_a = 2,2 kN, S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$) für den sanften Ausrundungsradius ($r = 60 \mu m$)

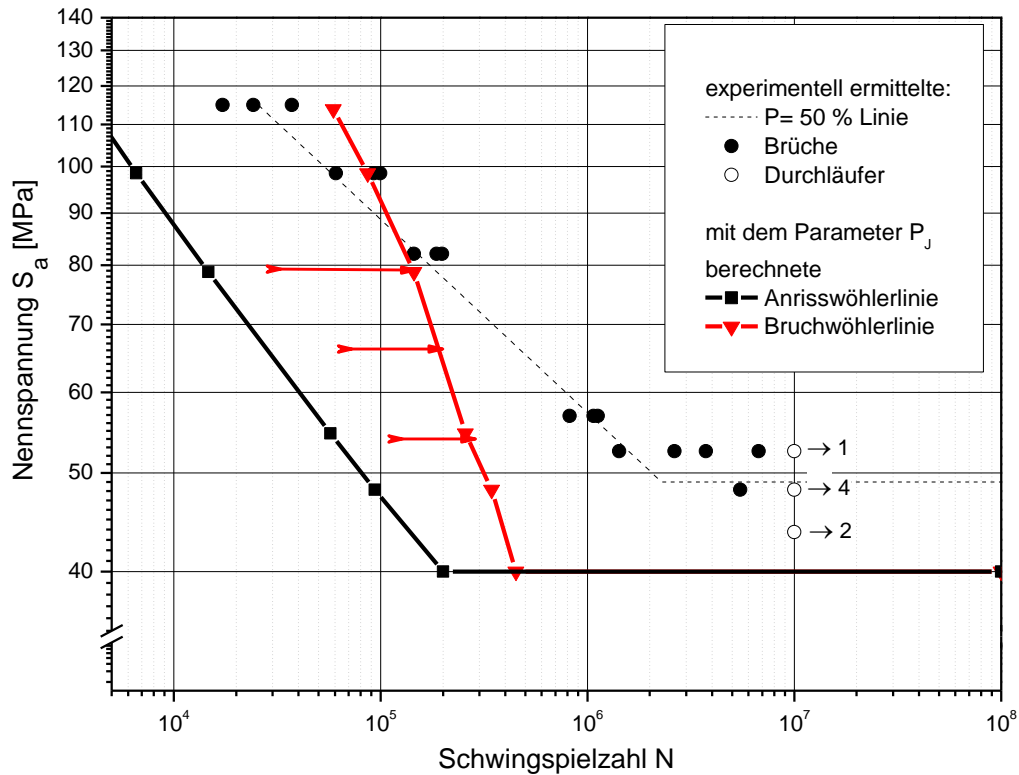


Abbildung 6-38: Mit dem Parameter P_f unter Annahme des scharfen Ausrundungsradius ($r = 17 \mu\text{m}$) ermittelte Anriss- und Bruchwöhlerlinie im Vergleich zur experimentell ermittelten Bruchwöhlerlinie der Zugmutterverbindung

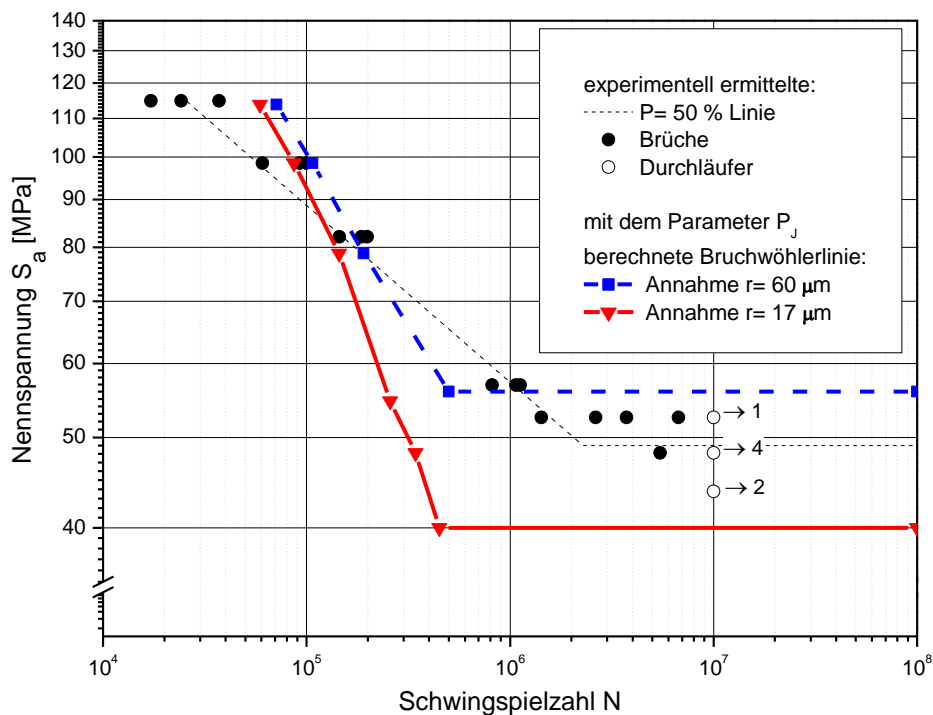


Abbildung 6-39: Vergleich experimentell ermittelter und mit dem Parameter P_f berechneter Bruchwöhlerlinien für den scharfen und den sanften Ausrundungsradius

6.6.5 Zusammenfassung der Bewertung bei hoher Mittelspannung

Anhand der Beispiele wurde dargestellt, dass das Örtliche Konzept sowohl für die Bewertung von Schrauben- als auch Mutterverbindungen (Zugmutter und Düsenspannmutter) unter hoher Vorspannung ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$) treffsicher anwendbar ist und im Vergleich mit experimentellen Ergebnissen zu übereinstimmenden Ergebnissen führt. Anhand von Toleranzuntersuchungen konnte belegt werden, dass die Lastübertragung zwischen Schraube und Mutter unter hoher Mittelspannung ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$) geringe Streuung aufweist, da Spannungsspitzen, die durch Toleranzen entstehen, durch die hohe Vorspannung plastisch umgelagert werden können.

Die örtlichen Hysteresen wurden, anders als im Örtlichen Konzept üblich, nicht ausschließlich anhand der zyklischen σ - ε -Kurve berechnet. Es wurde ein kombiniertes Verfestigungsgesetz ohne Betrachtung von zyklischen Ver- und Entfestigungsvorgängen in der FEM verwendet. Um trotzdem zyklische Ver- und Entfestigungsvorgänge einbeziehen zu können, wird die jeweilige zyklische Hysterese um die Differenz der Spannungsrelaxation versetzt an die statische Oberspannung angehängt.

Die so erstellten Hysteresen sind, unter Berücksichtigung der Stützwirkung nach der FKM-Richtlinie [17] (Siebel/Stieler), über verschiedene Schädigungsparameter bewertet worden. Im Vergleich zu den geprüften Schraube-Mutterverbindungen konnten die besten Ergebnisse mit der Anwendung des Schädigungsparameters P_j (ausgewertet nach Hauptspannungen) erzielt werden. Insgesamt wurden hiermit genauere Ergebnisse als mit dem Schädigungsparameter P_{SWT} erreicht.

Die Oberspannungsabhängigkeit des Schädigungsparameters P_{SWT} stellt im Gegensatz zur Bewertung nach dem P_j die größte Unsicherheit dar. Geringste Ungenauigkeiten in den Eingangsgrößen (z.B. in der zyklischen σ - ε -Kurve), welche sich auf die absolute Lage der Hysterese auswirken, führen für die Bewertung nach dem Parameter P_{SWT} zu Unterschieden in der berechneten Schwingfestigkeit (vgl. [54]). Die Bewertung nach dem Schädigungsparameter P_j ist für Gewindeverbindungen unter hohen örtlichen Mitteldehnungen ε_m , bei denen die gesamte Hysterese schädigend wirkt, ausschließlich abhängig von der Dehnungsamplitude ε_a . Die absolute Lage der Hysterese ist für die Bewertung nicht mehr relevant. Der Vorhersagefehler bei der Bewertung über den Parameter P_j ist daher erheblich geringer.

Auf die berechneten Anrisswöhlerlinien wurden die nach der Richtlinie „Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ [56] berechnete Rissfortschrittsschwingenspielzahlen addiert, welche mit den von Kremer [53] ermittelten Versuchsergebnissen eine gute Übereinstimmung zeigten.

6.7 Bewertung bei niedriger Mittelspannung

Die örtliche Bewertung bei niedrigen Mittelspannungen gestaltet sich aufgrund der undefinierten Lastübertragung im Gewinde schwierig. Die Schwingfestigkeit der untersuchten Schrauben ist nicht Abhängig von der Mittelspannung (vgl. Kapitel 3.4.1). Die Versuchsergebnisse decken sich insofern mit bisherigen Forschungsergebnissen (**Abbildung 6-40** nach [23]). **Abbildung 6-40** macht deutlich, dass die Dauerfestigkeit des ungekerbten Probestabes im Gegensatz zur Schraube eine deutliche Mittelspannungsabhängigkeit aufweist.

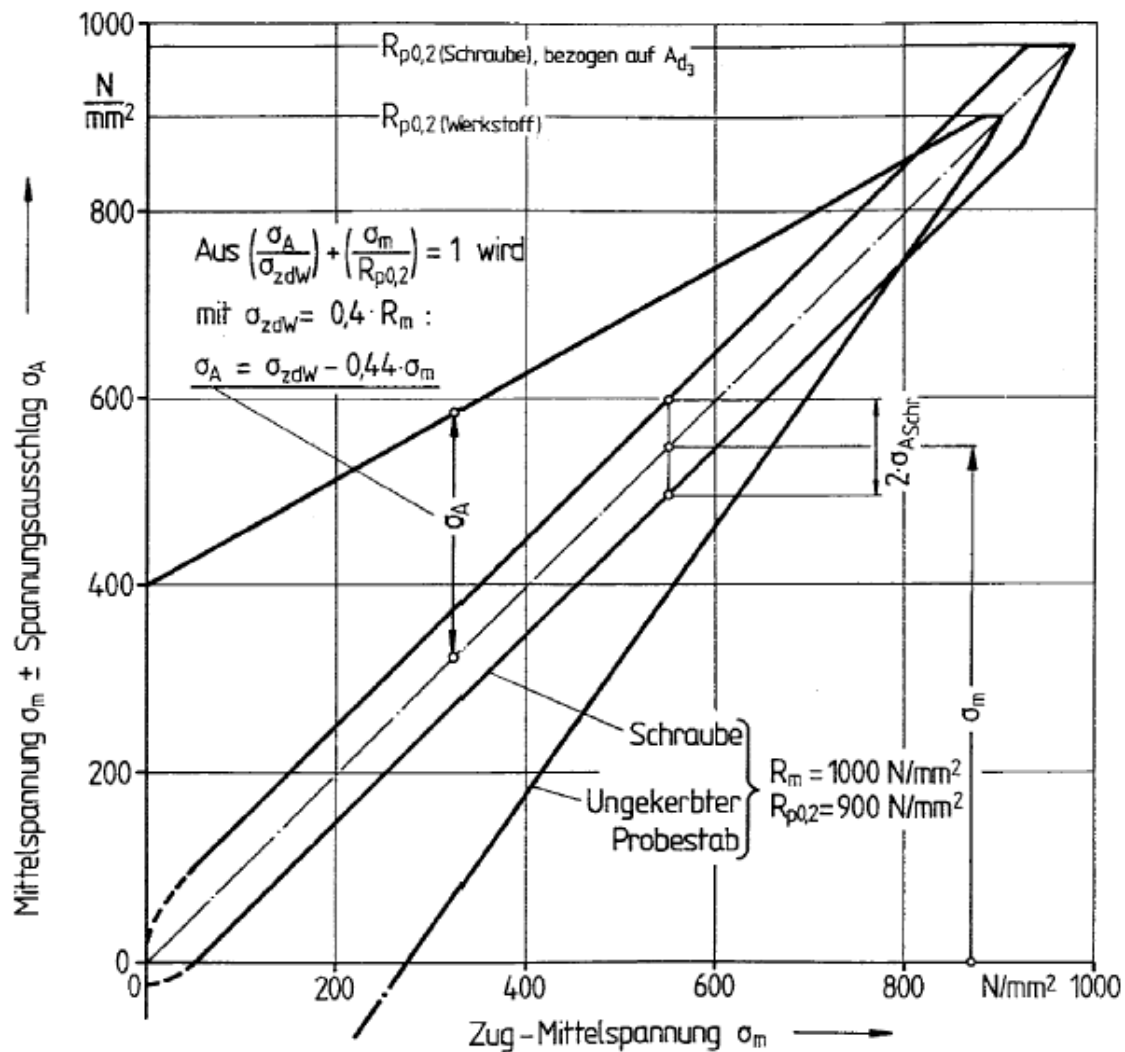


Abbildung 6-40: Smith-Diagramm eines ungekerbten Rundstabes und einer Schraube-Mutterverbindung der Festigkeitsklasse 10.9 (schematisch) nach [23]

Nach Thomalla [61] und [23 S. 172] wird die Mittelspannungsunabhängigkeit bei Schraubenverbindungen folgendermaßen erklärt:

„..., dass bereits im unteren Vorspannungsniveau eines Schraubenbolzens aufgrund extremer Kerbwirkung örtlich im Gewindegrund des ersten tragenden Schraubengewindeganges die Werkstofffließgrenze überschritten wird. Mit weiter zunehmender Vorspannkraft (Mittelspannung) verändert sich die Maximalspannung im randnahen Kerbbereich – dem Ort des Dauerbruchanrisses – des Schraubengewindes nur unwesentlich, weil eine nennenswerte Erhöhung der Werkstofffließgrenze nicht möglich ist. Ab Erreichen seiner Fließgrenze begegnet der Bauteilwerkstoff deshalb einer weiteren Erhöhung der mechanischen Beanspruchung vielmehr mit einem verstärkten Plastifizierungsprozess, der eine Ausdehnung der Plastifizierungszone im Gewindegrund des Schraubenbolzens quer zur Schraubenachse in Richtung Gewindeachse zur Folge hat.“

Die werkstoffseitige Erklärung von Thomalla trifft auf den hohen Mittelspannungsbereich nach Abbildung 6-40 zu und wird über den waagerechten Verlauf des Schädigungsparameter P_f im Haigh-Diagramm abgebildet (vgl. Kapitel 6.2).

In der Dissertation von Dünkel [62] (Seite 167) wird eine Erklärung für den unteren Mittelspannungsbereich nach Abbildung 6-40 gegeben:

„Der alleinige Einfluss einer Lastmittelspannung ohne überlagerte Eigenspannung (ESP) kann lediglich an schlussvergüteten Schrauben im Bereich niedriger Mittelspannungen oder niedriger Spannungsverhältnisse mit Unterlasten nahe Null beobachtet werden. Sobald bleibende Verformungen der gepaarten Gewinde entstehen, treten ESP auf, die in der für die Schwingfestigkeit maßgeblichen Gewindegrund gemeinsam mit den Lastspannungen (LSP) zu betrachten sind. Ein einheitliches Bruchbild mit nur einem ausgezeichneten Anriss, welches bei einstufigen Schwingversuchen mit hohen Mittellasten üblicherweise auftritt, entsteht mit $R = 0,1$ lediglich dann, wenn die Oberlast die statische Tragfähigkeit erreicht. In diesem Fall haben sich die gepaarten Gewinde soweit angepasst, dass die höchst beanspruchte Stelle im ersten tragenden Gewindegang liegt. Wenn die Unterspannung bei eigenspannungsfreien Schrauben von Null beginnend stetig zunimmt, dann geht die Schlagbelastung zurück [63] und der Kerbfaktor bzw. die Kerbwirkungszahl verringert sich [64]. Zunächst führt die Oberlast offenbar zur Entlastung und möglicherweise sogar zum Abheben des ersten tragenden Gewindeganges. So können sehr tief in der Mutter liegende Anrisse entstehen, die dann bei mehrfacher Änderung der Beanspruchungsverteilung zu stark zerklüfteten Ermüdungsbruchflächen führen. (...) Bei schlussvergüteten Schrauben ändert sich

die Lage der Wöhlerlinie beim Wechsel der Prüfbedingungen von $R = 0,1$ zu $S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$ nur unwesentlich.“

Die Mittelspannungsunabhängigkeit von Gewindeverbindungen für sehr niedrige Mittelspannungen wurde von Dünkel bereits auf die nicht definierte Lastübertragung im Gewinde zurückgeführt.

In dieser Arbeit wird ein Ansatz zur örtlichen Berechnung von Gewindeverbindungen unter niedriger Mittelspannung vorgestellt. Dieser basiert auf der Berücksichtigung von Geometrietoleranzen. Die in der vorliegenden Arbeit experimentell erzielten Ergebnisse zeigen für die niedrige Mittelspannung $R = 0,1$ nach Tabelle 6-7 sogar eine geringere Dauerfestigkeit ($S_{a,d} = 54 \text{ MPa}$) als unter hoher Mittelspannung ($S_{a,d} = 60 \text{ MPa}$). Es ist weiterhin festzustellen, dass für die geprüften Verbindungen unter niedriger Mittelspannung die Streuung sowohl im Zeit- als auch im Dauerfestigkeitsbereich größer ist als für die geprüften Verbindungen unter hoher Mittelspannung (Kapitel 3.4.1).

Für die Beanspruchungsamplitude $F_a = 3 \text{ kN}$ (**Abbildung 6-41**) bleibt die zyklische Hysterese für niedrige Mittelspannung $R = 0,1$ vollständig im elastischen Bereich. Bei hoher Mittelspannung ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$) hingegen ist die zyklische Hysterese zu wesentlich höheren Spannungen und weit in den plastischen Bereich verschoben. Für die hohe Mittelspannung resultiert daher eine wesentlich größere Schädigung ($P_f = 1,3 \text{ MPa}$) im Vergleich zur niedrigen Mittelspannung ($P_f = 0,43 \text{ MPa}$). Die berechnete Dauerfestigkeit liegt für die niedrige Mittelspannung daher weit oberhalb der für die hohe Mittelspannung berechneten Dauerfestigkeit (**Tabelle 6-6**).

In Kapitel 5.7 wurde erläutert, dass sich Toleranzen unter niedriger Mittelspannung wesentlich stärker auswirken, da es aufgrund der niedrigen Mittelspannung nicht zur plastischen Umlagerung der Orte der Spannungsspitzen kommt. Insbesondere die Gewindesteigungsdifferenz beeinflusst abhängig von der Mittelspannung die Schwingfestigkeit stark. Diese Toleranz wirkt sich kaum unter hoher Mittelspannung aus, da die Spannungsspitzen auf sämtliche Gewindegänge plastisch umgelagert werden, wodurch es zu einer gleichmäßigeren Lastverteilung kommt.

Unter niedriger Mittelspannung können die Orte der Spannungsspitzen jedoch nicht umgelagert werden, und es kann zu Stellen maximaler Beanspruchung abweichend vom ersten tragenden Gewindegang kommen (vgl. Kapitel 5.7). Diese These wird dadurch gestützt, dass für niedrige Mittelspannungen ($R = 0,1$) die Schraube nicht

ausschließlich im ersten tragenden Gewindegang versagt. Für hohe Mittelspannungen ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$) wurde in den durchgeführten Versuchen ausschließlich Versagen im ersten tragenden Gewindegang beobachtet. Für die niedrige Mittelspannung wurde jedoch häufiger Versagen in einem der weiteren tragenden Gewindegänge festgestellt, und Anrisse in mehreren Gewindegängen konnten nachgewiesen werden (**Abbildung 6-42**). Dies wird darauf zurückgeführt, dass sich für niedrige Mittelspannungen Spannungsspitzen aufgrund von Geometrietoleranzen plastisch nicht umlagern können. Es kommt erst zu einer Umlagerung der Lastverteilung, sobald ein Anriss aufgetreten ist. Hierdurch findet ein „Aufknüpfen der Gewindegänge“ statt. Anrisse in mehreren Gewindegängen bei niedrigen Mittelspannungen wurden auch in früheren Untersuchungen von Dünkel nachgewiesen [62].

Tabelle 6-6: Vergleich experimentell ermittelter und berechneter Dauerfestigkeiten unter hoher ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$) und niedriger Mittelspannung ($R = 0,1$) der Verbindung M10 Fk 10.9

	Hohe Mittelspannung ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$)	Niedrige Mittelspannung ($R = 0,1$)
Experimentell	60 MPa	54 MPa
Berechnet	56 MPa	86 MPa

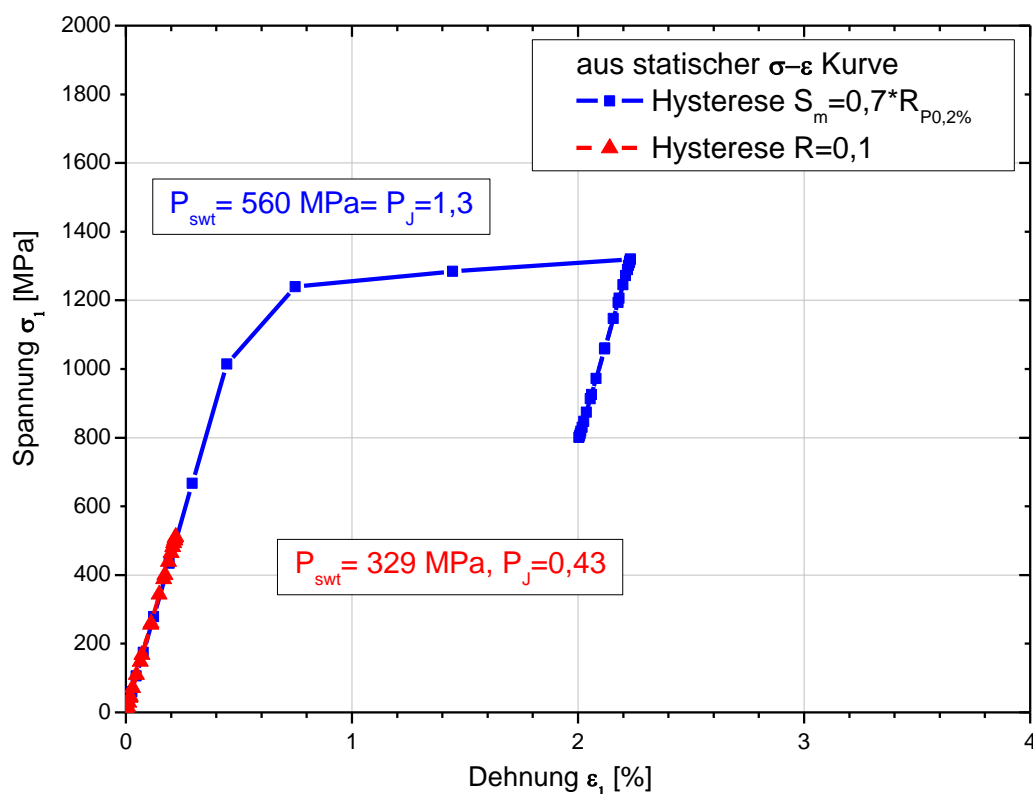


Abbildung 6-41: Hysteresen für $F_a = 3 \text{ kN}$ der M10 Fk 10.9 Verbindung unter hoher ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$) und niedriger Mittelspannung ($R = 0,1$)

Weiterhin ist an den Versuchsergebnissen erkennbar, dass für niedrige Mittelspannungen die Streuungen sowohl im Zeit- als auch im Dauerfestigkeitsbereich höher liegen als für hohe Mittelspannungen.

In der vorliegenden Arbeit wurde die Steigungsdifferenz variiert, bis die berechnete Dauerfestigkeit $S_{a,d}$ mit der experimentell ermittelten Dauerfestigkeit für $R = 0,1$ übereinstimmt. Durch die Verkleinerung der Steigung der Mutter um 0,3% liegen die Gewindeflanken im ersten tragenden Gewindegang aufeinander auf und haben nach oben einen zunehmenden Abstand voneinander (Abbildung 5-12). Hierdurch kommt es zu einer SpannungsKonzentration im ersten tragenden Gewindegang. Die Ergebnisse für die Berechnung unter Steigungsdifferenzen $\Delta P/P_S = 0,1\%$ und $\Delta P/P_S = 0,3\%$ sind in **Tabelle 6-7** zusammengefasst. Die experimentell ermittelte dauerfeste Spannung ($S_{a,d} = 54 \text{ MPa}$) liegt zwischen den berechneten dauerfesten Spannungen $S_{a,d} = 45 \text{ MPa}$ für die Steigungsdifferenz $\Delta P/P_S = 0,3\%$ und $S_{a,d} = 62 \text{ MPa}$ für die Steigungsdifferenz $\Delta P/P_S = 0,1\%$.

Die Steigungsdifferenz $\Delta P/P_S = 0,3\%$ entspricht im fünften Gewindegang einem Abstand der Gewindegänge von $R_Z = 5 \cdot 0,0045 \text{ mm} = 22,5 \mu\text{m}$. Dies liegt in der Größenordnung einer geschlichteten Bearbeitung und ist damit sehr klein. Die vorhandenen Gewindesteigungsdifferenzen lassen sich auch messtechnisch nachweisen: Schrauben der Nenngröße M16 wurden hinsichtlich der Steigungsdifferenz mit einer Koordinatenmessmaschine vermessen (**Abbildung 6-43**). Die Vorgehensweise der Messung ist detailliert in [45] erläutert. Es zeigt sich, dass selbst unter Abzug der Messungenauigkeit der Maschine ($2,5 \mu\text{m}$) die prozentuale Abweichung mehr als 0,3% beträgt. Anzumerken ist, dass die Mutter hier nicht vermessen wurde. Nach der Norm für Sechskannmutter EN ISO 4032 [65] ist im Vergleich zur DIN-Norm 13 [21] für Bolzengewinde eine größere Toleranz für die Mutter zulässig. Es ist daher davon auszugehen, dass die Mutter größere Steigungsdifferenzen aufweist als die Schraube. Für die örtliche Bewertung unter niedriger Mittelspannung ist die resultierende Differenz entscheidend.

Tabelle 6-7: Vergleich der für unterschiedliche Steigungsdifferenzen berechneten und experimentell ermittelten Dauerfestigkeit für niedrige Mittelspannung $R = 0,1$

	Dauerfestigkeit ($S_{a,d}$ in MPa)
Berechnet $\Delta P/P_S = 0,3\%$	45
Experimentell ermittelt	54
Berechnet $\Delta P/P_S = 0,1\%$	62

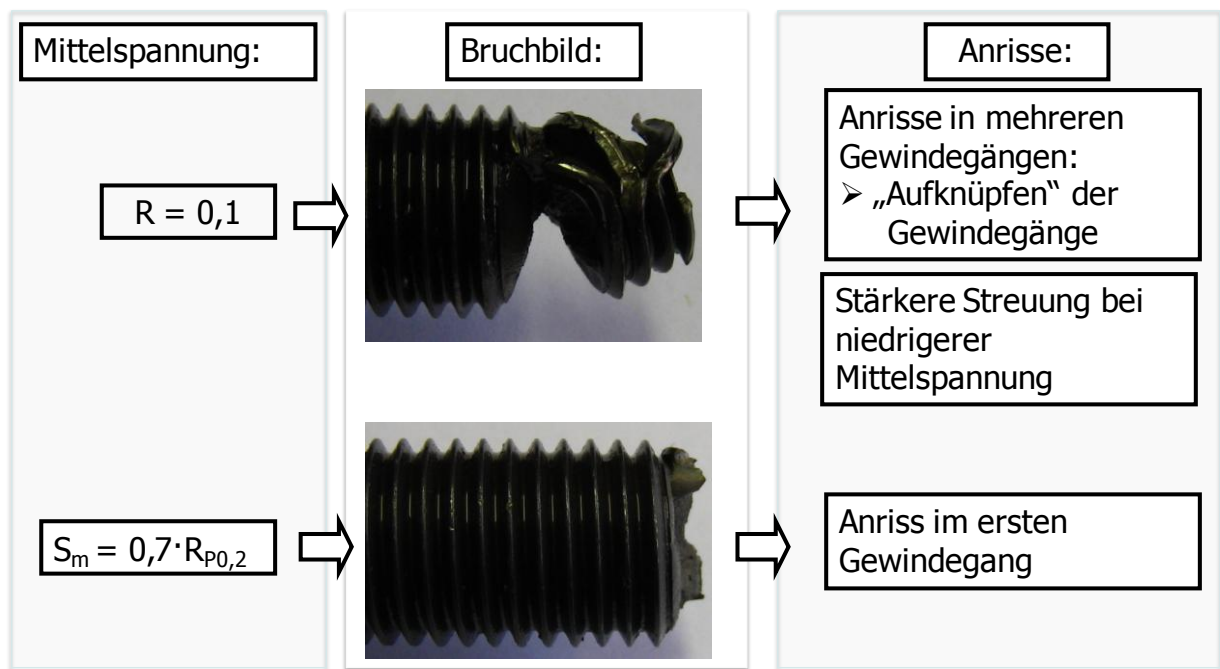


Abbildung 6-42: Abhängigkeit der Anrissorte und der Streuung von der Mittelspannung

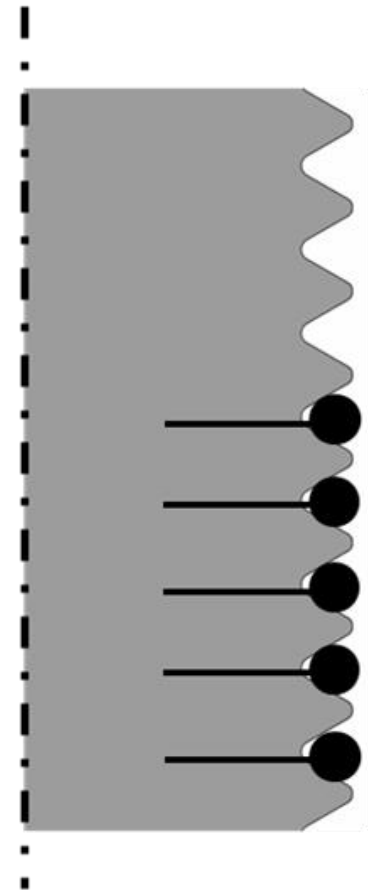
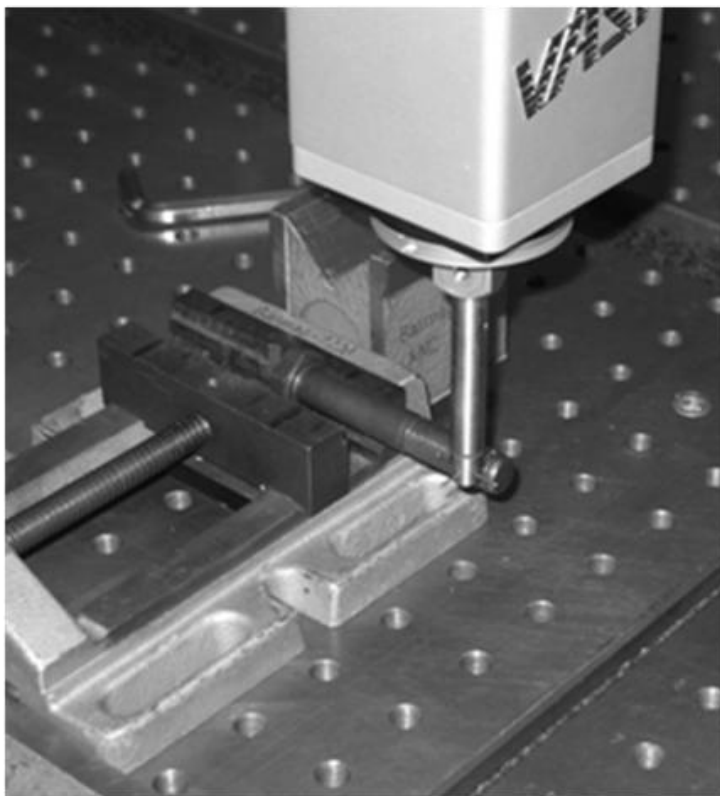


Abbildung 6-43: Koordinatenmessung an der M16 Schraube

Zusammenfassung der Bewertung bei niedrigen Mittelspannungen

Es wurde gezeigt, dass die örtliche Bewertung von Gewindeverbindungen unter niedriger Mittelspannung und idealer Gewindegeometrie nicht zuverlässig ist. Weiterhin konnte dargestellt werden, dass geringste Steigungsdifferenzen, abhängig von der Höhe der Mittelspannung, sehr starke Auswirkungen auf die Schwingfestigkeit haben können. Sowohl die tendenziell stärkere Streuung für niedrige Mittelspannungen als auch die Anrisse in mehreren Gewindegängen deuten darauf hin, dass die Mittelspannungsunabhängigkeit von Schrauben auf die schlechte Lastumverteilung bei niedrigen Mittelspannungen zurückzuführen ist.

Mit Hilfe der Berücksichtigung der Steigungsdifferenz von $\Delta P/P_S = 0,1\%$ bis $\Delta P/P_S = 0,3\%$ lassen sich die in dieser Arbeit untersuchten Schraube-Mutterverbindungen sowohl bei hoher ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$) als auch bei niedriger Mittelspannung ($R = 0,1$) in guter Übereinstimmung mit den experimentell bestimmten Referenzlinien abschätzen. Die Übertragbarkeit der Steigungsdifferenz für die Berechnung auf weitere Verbindungen muss jedoch im Einzelfall geprüft werden.

7 Zusammenfassung und Ausblick

In der vorliegenden Arbeit konnte gezeigt werden, dass das Örtliche Konzept sowohl für die Bewertung von Schrauben- als auch Mutterverbindungen (Zugmutter und Düsenspannmutter) unter hoher Vorspannung anwendbar ist und im Vergleich mit experimentellen Ergebnissen zu treffsicheren Ergebnissen führt. Hiermit wird die Bewertung von Gewindebauteilen bereits im Planungsstand ermöglicht, damit lassen sich Entwicklungszeiten deutlich verkürzen und aufwendige Versuche vermeiden.

Anhand von Mikrohärtemessungen wurde bewiesen, dass der Werkstoffzustand im Gewindegrund der Schraube dem in der Schraubenmitte entspricht. In dieser Arbeit wurden ausschließlich schlussvergütete Gewindeverbindungen untersucht da sich die Druckeigenspannungen im Gewindegrund von schlussgerollten Verbindungen nicht ausreichend genau bestimmen lassen. Die verwendeten statischen und zyklischen σ - ε -Kurven sind an Proben ermittelt worden, die direkt aus der jeweiligen Schraube stammen und durch spanende Fertigung hergestellt wurden. Anhand von Toleranzuntersuchungen konnte dargestellt werden, dass die Lastübertragung zwischen Schraube und Mutter unter hoher Mittelspannung definiert ist, da die Spannungsspitzen, die durch Gewindetoleranzen entstehen, durch die hohe Vorspannung plastisch umgelagert werden können.

Die örtlichen Hysteresen wurden, anders als im Örtlichen Konzept üblich, nicht ausschließlich anhand der zyklischen σ - ε -Kurve berechnet. Es wurde ein kombiniertes Verfestigungsgesetz - ohne Betrachtung von zyklischen Ver- und Entfestigungsvorgängen - in der FEM verwendet. Um trotzdem zyklische Ver- und Entfestigungsvorgänge einbeziehen zu können, wird die zyklische Spannungsrelaxation außerhalb der FEM über folgende Vorgehensweise berücksichtigt: In einem ersten Schritt wird die statische σ - ε -Kurve für die Berechnung der statischen Oberspannung $\sigma_{o,Statisch}$ verwendet. In einem zweiten Schritt wird die zyklische Hysterese anhand der zyklischen σ - ε -Kurve berechnet. In einem dritten Schritt werden zu der jeweiligen berechneten Dehnungsamplitude ε_a an glatten Werkstoffproben dehnungsgeregelte Versuche unter hoher Mitteldehnung durchgeführt. Das Ergebnis dieser Versuche ist die Relaxation der Oberspannung $\Delta\sigma_{o,Relax}$. Die jeweilige zyklische Hysterese wird dann unter Berücksichtigung der Spannungsrelaxation in einem vierten Schritt an die vorher berechnete statische Oberspannung angehängt.

In einem zweiten Schritt ist die so erstellte Hysterese, unter Berücksichtigung der Stützwirkungszahl nach der FKM-Richtlinie [17] (Siebel/Stieler), über verschiedene Schädigungsparameter bewertet worden. Im Vergleich zu den experimentell

ermittelten Schraube-Mutterverbindungen konnten die besten Ergebnisse mit der Anwendung des Schädigungsparameters P_f erzielt werden. Als Eingangsgrößen wurden die Hauptspannungen- und Hauptdehnungen verwendet. Insgesamt wurden hiermit genauere Ergebnisse als mit dem Schädigungsparameter P_{SWT} erreicht. Auf die so berechneten Anrisswöhlerlinien werden die nach der Richtlinie „Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile“ [56] berechneten Rissfortschrittsschwingenspielzahlen im fünften Schritt addiert.

Die beschriebene Vorgehensweise wurde sowohl für klassische Schraube-Mutterverbindungen als auch für Gewindeverbindungen, bei denen die Mutter versagt, angewendet und anhand versuchstechnisch ermittelter Wöhlerlinien verifiziert. Es zeigte sich für sämtliche Verbindungstypen eine gute Übereinstimmung der theoretisch vorhergesagten Bruchwöhlerlinien mit den experimentell ermittelten Referenzlinien.

Als problematisch stellt sich jedoch die Bewertung von Gewindeverbindungen unter niedriger Mittelspannung $R = 0,1$ heraus. Die Schwingfestigkeit der experimentell ermittelten Schraube-Mutterverbindungen zeigt, im Gegensatz zu glatten Werkstoffproben, keine Abhängigkeit der Mittelspannung. In den durchgeführten Versuchen zeigt sich sogar eine etwas geringere Dauerfestigkeit für die niedrig vorgespannte Verbindung ($R = 0,1$) im Vergleich zur hoch vorgespannten Verbindung ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$).

Für niedrige Mittelspannung ($R = 0,1$) liegt die anhand einer idealen Gewindegeometrie berechnete Dauerfestigkeit jedoch weit oberhalb der prüftechnisch ermittelten Dauerfestigkeit. Mit Hilfe der FEM konnte bewiesen werden, dass sich bei niedriger Mittelspannung Toleranzen wesentlich stärker auswirken als bei hoher Mittelspannung ($S_m = 0,7 \cdot R_{P0,2\%}$). Unter hoher Mittelspannung können die Orte der Spannungsspitzen, die durch Gewindetoleranzen entstehen, plastisch umgelagert werden. Hierdurch kommt es zu einer gleichmäßigen Lastverteilung im Gewinde. Unter niedriger Mittelspannung jedoch können die Orte der Spannungsspitzen aufgrund der fehlenden plastischen Verformung nicht umgelagert werden. Die Lastverteilung im Gewinde ist daher für niedrige Mittelspannungen wesentlich ungleichmäßiger, und es kann abweichend vom ersten tragenden Gewindegang zu Spannungsspitzen kommen. Zur Berechnung von Gewindeverbindungen unter niedrigen Mittelspannungen wird vorgeschlagen, eine Steigungsdifferenz von 0,3% zu berücksichtigen, so dass die Gewindeflanken im ersten tragenden Gewindegang

aufeinander aufliegen und nach oben hin einen zunehmenden Abstand voneinander aufweisen (negative Steigungsdifferenz).

Die Lastverteilung bei niedriger Mittelspannung wurde bisher jedoch ausschließlich theoretisch betrachtet. Experimentelle Untersuchungen zur Lastverteilung bei niedrigen Mittelspannungen wurden nicht durchgeführt. Die vorgeschlagene Steigungsdifferenz von 0,3% trifft daher nur auf die in dieser Arbeit untersuchten Verbindungen zu und ist nicht statistisch abgesichert. Es ist daher notwendig, weitere Arbeiten zur Bestimmung von Ersatzimperfektionen für die Modellierung des Gewindes durchzuführen, die die realen Vorgänge im Gewinde auch unter niedriger Vorspannkraft geeignet abbilden. Im Gegensatz zu klassischen Schraube-Mutterverbindungen sind niedrige Mittelspannungen bei allgemeinen Gewindebauteilen von großem Interesse.

In praxisrelevanten Anwendungen treten einzelne Überlasten häufig auf. Deren Auswirkungen sind bisher jedoch nicht untersucht worden. Einzelne Überlasten beeinflussen entscheidend sowohl das örtliche Lastniveau als auch die Lastverteilung im Gewinde. Es ist denkbar, dass durch einzelne Überlasten Toleranzen ausgeglichen werden können. Dies kann sich insbesondere bei niedrigen Mittelspannungen schwingfestigkeitssteigernd auswirken, da Toleranzen hier einen besonders starken Einfluss haben. Durch Überlasten wird weiterhin das örtliche Lastniveau beeinflusst, eingebrachte Druckeigenspannungen führen zu einer Verringerung des örtlichen Beanspruchungsniveaus.

Für die Beschreibung der Lastspielzahl bis zum Bruch ist die Abschätzung des Rissfortschritts entscheidend. Vorherige Arbeiten zur Untersuchung des Rissfortschrittverhaltens an Gewindeverbindungen [53] wurden ausschließlich unter hoher Mittellast und konstanter Amplitude durchgeführt. Rissfortschrittsuntersuchungen unter Berücksichtigung niedriger Vorspannung ($R = 0,1$), einzelner Überlasten und für allgemeine Gewindeverbindungen stehen noch aus.

Weiterhin sind keine Arbeiten bekannt, in denen der Einfluss des Anziehverfahrens auf die Lastverteilung untersucht wurde. Hieraus ergibt sich weiterer Forschungsbedarf, um die Auswirkung von elastischen und überelastischen Anziehverfahren sowohl experimentell als auch theoretisch anhand örtlicher Berechnungen nachzuvollziehen.

8 Verzeichnisse und Anhang

A Literaturverzeichnis

- [1] VDI-Richtlinie 2230, Systematische Berechnung hochbeanspruchter Schraubenverbindungen - Zylindrische Einschraubverbindungen, **2003**
- [2] Eurocode 3, Bemessung und Konstruktion von Stahlbauten, **2001**
- [3] H. Gudehus, H. Zenner, Leitfaden für eine Betriebsfestigkeitsrechnung, Düsseldorf, Verlag Stahleisen GmbH, ISBN 3-514-00584-2, **2004**
- [4] D. Radaj, M. Vormwald, Ermüdungsfestigkeit Grundlagen für Ingenieure, Stuttgart, Darmstadt, Springer-Verlag, ISBN 978-3-540-71458-3, **2007**
- [5] O. H. Basquin, The Exponential Law of Endurance Tests, *Proc. of the ASTM*, Volume 10, S. 625, **1910**
- [6] W. Ramberg, W. R. Osgood, Description of stress-strain curves by three parameters, *NACA*, Technical Report No. 902, **1943**
- [7] C. M. Sonsino, Dauerfestigkeit - eine Fiktion, Darmstadt, *Konstruktion*, Nr. 4, S. 87, **2005**
- [8] B. Kaiser, C. Berger, Fatigue behaviour of technical springs, *Materialwissenschaft und Werkstofftechnik*, Volume 36, Issue 11, S. 685, **2005**
- [9] D. Schwerdt, B. Pyttel, C. Berger, Abschlussbericht: Ermüdungsfestigkeit von Konstruktionswerkstoffen bei sehr hohen Schwingungszahlen (im VHCF- und UHCF-Bereich), Institut für Werkstoffkunde der TU Darmstadt, Vorhaben Nr. 277, Heft 304, **2009**
- [10] J. Weber, Dissertation: Beitrag zur betriebsfesten Auslegung von Schraubenverbindungen auf Grundlage moderner Betriebsfestigkeitskonzepte, Institut für Werkstoffkunde der TU Darmstadt, Shaker-Verlag, ISBN 978-3-8322-9291-1, **2010**
- [11] S. Nishijima, K. Kanazawa, Stepwise S-N curve and fish-eye failure in gigacycle fatigue, *Fatigue & Fract. of Eng. Mater. & Struct.*, Volume 22, Issue 7, S. 601, **1999**
- [12] H. Tian, A review of failure mechanisms of ultra-high cycle fatigue in engineering materials, Ann Arbor, USA, VHCF-4, S. 437, **2007**
- [13] S. S. Manson, Fatigue: A complex subject - some simple approximations, *Experimental Mechanics* 5, S. 193, **1965**
- [14] C. Boller, T. Seeger, Materials Data for Cyclic Loading, Amsterdam, Elsevier Publisher, ISBN 0-444-42870-4, **1987**
- [15] E. Haibach, Betriebsfestigkeit, Verfahren und Daten zur Bauteilberechnung, Berlin, Springer-Verlag, ISBN 978-3-540-29363-7, **2006**

- [16] B. P. Haigh, Report on Alternating Stress Tests of Sample of Mild Steel, Manchester, British Association Stress Committee, S. 163, **1915**
- [17] FKM-Richtlinie, Rechnerischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, Frankfurt/Main, VDMA-Verlag, Forschungskuratorium Maschinenbau, 5. überarbeitete Ausgabe, **2003**
- [18] W. Schütz, Dissertation: Über eine Beziehung zwischen der Lebensdauer bei konstanter und bei veränderlicher Beanspruchungsamplitude und ihre Anwendbarkeit auf die Bemessung von Flugzeugbauteilen, TH München, **1965**
- [19] H.-J. Christ, Wechselverformung von Metallen, Berlin, Springer-Verlag, ISBN 978-3-540-53962-9, **1991**
- [20] E. Siebel, M. Stieler, Ungleichförmige Spannungsverteilung bei schwingender Beanspruchung, *VDI-Zeitung*, Band 97, Nr. 5, S. 121, **1955**
- [21] Deutsches Institut für Normung, DIN 13, Grenzmaße für Bolzengewinde, Teil 20 bis 22, Berlin, **1999**
- [22] Deutsches Institut für Normung, DIN EN ISO 898-1, Mechanische Eigenschaften von Verbindungselementen aus Kohlenstoffstahl und legiertem Stahl, Teil 1, Berlin, **2009**
- [23] K.-H. Kloos, W. Thomala, Schraubenverbindungen, Grundlagen, Berechnung, Eigenschaften, Handhabung, Berlin, Springer-Verlag, ISBN 978-3-540-21282-9, **2007**
- [24] H. Neuber, J. Schmidt, K. Heckel, Ein dauerschwingfestes Gewindeprofil, *Konstr. Masch. Appar. Gerätebau*, Band 27, S. 419, **1975**
- [25] H. Otaki, Spannungsverteilung im Gewindegrund der Schraube einer Schraube-Mutterverbindung, *Konstruktion*, Band 33, Nr. 3, S. 121, **1979**
- [26] W. Koenigsmann, G. Vogt, Dauerfestigkeit von Schraubenverbindungen großer Nenndurchmesser, *Konstruktion*, Band 33, Nr. 6, S. 219, **1981**
- [27] E. Dragoni, Effect of Thread Pitch on the Fatigue Strength of Steel Bolts, *Proc. Inst. Mech. Eng.*, Part C, Vol. 221, Issue 8, S. 591, **1997**
- [28] N. Bercea, Entwicklung eines internettauglichen Programmsystems zur Berechnung von Schraubenverbindungen, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 10, Nr. 653, VDI-Verlag, **2001**
- [29] B. Gorsitzke, R. Trieglaff, Vereinfachte Kerbspannungsanalyse zum Ermüdungsfestigkeitsnachweis von Druckbehältern mit geschraubten ebenen Deckeln oder Stützringen, Tü Band 43, Nr. 6, S. 32, **2003**
- [30] F. Rauscher, Zyklische Ermüdung von Behältern mit eingeschraubten ebenen Böden oder Deckeln, Tü Band 44, Nr. 9, S. 11, **2001**
- [31] A. Alt, Dauerfestigkeitsprüfung und Dauerfestigkeit von Schrauben-Mutter-Verbindungen unter kombinierter Zug- und Biegebelastung, VDI-Fortschritt Berichte, Reihe 1, Nr. 381, VDI-Verlag, **2005**

- [32] K. N. Smith, P. Watson, T.H. Topper, A Stress-Strain Function for the Fatigue of Metals, *Journal of Materials*, Volume 4, Issue 4, S.767, **1970**
- [33] W. Erhardt, Vergleich der Lebensdauer eines Schraubenbolzens mit Mutter nach DIN 934 gegenüber der Kombination mit einer Superbold Spannmutter über Versuch sowie FEA und Lebensdauerberechnung, Bonn, 23. CAD FEM Users Meetings, **2005**
- [34] R. Seybold, Dissertation: Finite-Elemente-Simulation örtlicher Beanspruchungen in Schraubengewinden, Institut für Werkstoffkunde der TU Darmstadt, ISBN 3-8322-6079-4, **2005**
- [35] U. Wuttke, C. Berger, K. Buhr, Einsatzmöglichkeiten der FEM zur Bewertung zyklisch beanspruchter Schraubenverbindungen, Darmstadt, 8. Informations- und Diskussionsveranstaltung Schraubenverbindungen, **2006**
- [36] K. Buhr, Dissertation: Entwicklung von FEM-basierten Konzepten für die schwingfeste Auslegung von Schraubenverbindungen, Institut für Werkstoffkunde der TU Darmstadt, ISBN 978-3-8322-7181-7, **2008**
- [37] F. Marten, Dissertation: Zur Ermüdungsfestigkeit hochfester großer Schrauben, Wilhelm Leibniz Universität Hannover, ISBN 978-3-8322-8748-1, **2009**
- [38] C. Boller, T. Seeger, Materials Data for Cyclic Loading, Amsterdam, Elsevier Publisher, ISBN 0-444-42870-4, **1987**
- [39] R. Thumser, J. W. Bergmann, M. Vormwald, Residual stress fields and fatigue analysis of autofrettaged parts, *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Weimar, Volume 79, Issue 2, S. 113, **2002**
- [40] M. Vormwald, Dissertation: Anrisslebensdauervorhersage auf Basis der Schwingbruchmechanik für kurze Risse, Institut für Stahlbau und Werkstoffmechanik der TH Darmstadt, **1989**
- [41] J. C. Newman jr., A crack opening stress equation for fatigue growth, *Int. Journal of Fracture*, Volume 24, Issue 4, S. 131, **1984**
- [42] E. Macherauch, Praktikum in Werkstoffkunde, Vieweg+Teubner Verlag, Braunschweig/Wiesbaden, ISBN 978-3-8348-0343-6, **1992**
- [43] D. Muhs, Roloff/Matek Maschinenelemente, Normung, Berechnung, Gestaltung, Wiesbaden, Vieweg+Teubner Verlag, ISBN 3-528-07028-5, **2003**
- [44] C. Berger, Skript zur Vorlesung Werkstoff- und Bauteilfestigkeit, Institut für Werkstoffkunde der TU Darmstadt, **2008**
- [45] R. Schneider, U. Wuttke, C. Berger, Abschlussbericht: Örtliche Bewertung der Schwingfestigkeit von Gewindeverbindungen, Institut für Werkstoffkunde der TU Darmstadt, Vorhaben Nr. 279, Heft 309, **2010**

- [46] M. Lechmann, Dissertation: Entwicklung eines schwingbruchmechanischen Auslegungskonzeptes für innendruckbeanspruchte Bauteile mit ausgeprägten Druckeigenspannungsfeldern, Staatliche Materialprüfanstalt der Universität Stuttgart, **2007**
- [47] W. Thomala, H. Pfaff, RIBE Blauheft Nr. 30, Richard Bergner Verbindungstechnik GmbH & Co. KG, Schwabach, 4. Auflage, **2003**
- [48] Abaqus, Abaqus Users Manual 6.8.1, Dassault Systems, **2008**
- [49] J. L. Chaboche, J. Lemaitre, Mechanics of Solid Materials, Cambridge University Press., **1990**
- [50] L. Issler, H. Ruoff, P. Häfele, Festigkeitslehre-Grundlagen, Esslingen, Springer-Verlag, ISBN 978-3-540-40705-7, **2005**
- [51] M. Vormwald, Seminarunterlagen: Betriebsfestigkeit auf der Grundlage örtlicher Beanspruchungen, Fachgebiet Werkstoffmechanik der TU Darmstadt, **2008**
- [52] R. Döring, Zum Deformations- und Schädigungsverhalten metallischer Werkstoffe unter mehrachsiger nichtproportionaler zyklischen Beanspruchungen, Veröffentlichung des Instituts für Stahlbau und Werkstoffmechanik der TU Darmstadt, ISBN 978-3-939195-05-4, **2006**
- [53] U. Kremer, Dissertation: Rissbildung und Rissfortschritt an Schraubenverbindungen unter schwingender Beanspruchung, Institut für Werkstoffkunde der TU Darmstadt, ISBN 3-8322-4568-5, **2006**
- [54] T. Graf, H. Zenner, Lebensdauer Vorhersagefehler aufgrund ungenauer Kenntnis der erforderlichen Kenngrößen, Materialprüfung, Claustahl, Band 36, S. 71, **1994**
- [55] S. Issler, Dissertation: Entwicklung eines Verfahrens zur Lebensdauer-vorhersage für Schaufel-Scheibe-Verbindungen bei Gasturbinen, Staatliche Materialprüfanstalt der Universität Stuttgart, **2001**
- [56] FKM-Richtlinie, Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile, Frankfurt am Main, VDMA-Verlag, **2007**
- [57] B. Pyttel, I. Varfolomeyev, C. Berger, Praktische Anwendung der FKM-Richtlinie "Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile", DVM-Arbeitskreis Bruchvorgänge, Stuttgart, S. 25, **2008**
- [58] FracSafe, Software zur Berechnung nach der FKM-Richtlinie "Bruchmechanischer Festigkeitsnachweis für Maschinenbauteile". www.fracsafe.de, VDMA Verlag GmbH, **2007**
- [59] I. Varfolomeyev, Weight Function for External Circumferential Cracks in Hollow Cylinders Subjected to Axisymmetric Opening Mode Loading, *Engineering Fracture Mechanics*, Volume 60, Issue 3, S. 333, **1998**

- [60] M. Vormwald, P. Heuler, C. Krae, Spectrum Fatigue Life Assessment of Notched Specimen Using a Fracture Mechanics Based Approach, Philadelphia, ASTM-STP, Nr. 1231, S. 221, **1994**
- [61] W. Thomala, Dissertation: Beitrag zur Dauerhaltbarkeit von Schraubenverbindungen, Institut für Werkstoffkunde der TH Darmstadt, **1978**
- [62] V. Dünkel, Dissertation: Schwingfestigkeit von Schraubenverbindungen - Optimierte Versuchsführung und deren Anwendung bei der Untersuchung von Randschicht- und Oberflächenzuständen, Institut für Werkstoffkunde der TU Darmstadt, Shaker-Verlag, **1999**
- [63] H. Wiegand, Dissertation: Über die Dauerfestigkeit von Schraubenwerkstoffen und Schraubenverbindungen, TH Braunschweig, **1934**
- [64] B. Kaiser et. al., Schraubenverbindungen - Beanspruchungsverteilung unter ruhender und schwingender Belastung, Institut für Werkstoffkunde der TU Darmstadt, Materialprüfung, Band 37, S. 14, **1995**
- [65] Deutsches Institut für Normung, Sechskantmuttern Norm EN ISO 4032, Berlin, **2001**

B Abkürzungs- und Symbolverzeichnis

Griechische Buchstaben,

α	Mehrachsigkeitsfaktor im Schädigungsparameter P_J
α	Flankenwinkel
α_1	Teilflankenwinkel links
α_2	Teilflankenwinkel rechts
α_M	Flankenwinkel der Mutter
α_S	Flankenwinkel der Schraube
α_w	Neigungswinkel der Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich
β_k	Kerbwirkungszahl
$\Delta\alpha$	Gewindeflankenwinkeldifferenz
$\Delta\alpha/\alpha_S$	Toleranz der Flankenwinkeldifferenz
$\Delta\varepsilon$	Dehnungsdifferenz
$\Delta\varepsilon_a$	Dehnungsschrittweite bei IST
$\Delta\varepsilon_{el}$	elastische Dehnungsschwingbreite
$\Delta\varepsilon_{a,el}$	Differenz der elastischen Dehnungsamplituden
$\Delta\varepsilon_{pl}$	plastische Dehnungsschwingbreite
$\Delta\varepsilon_{a,pl}$	Differenz der plastischen Dehnungsamplituden
$\Delta\varepsilon_{pl,eff}$	Effektive plastische Dehnungsschwingbreite für P_J
$\Delta\mu_G/\mu_{G,ref}$	Toleranz der Gewindereibung
$\Delta\sigma$	Spannungsdifferenz
$\Delta\sigma_a$	Differenz der Spannungsamplituden
$\Delta\sigma_{eff}$	Effektive Spannungsschwingbreite für P_J
ΔF_a	Kraftamplituden-Schrittweite
$\Delta K'/K'_{ref}$	Toleranz des Verfestigungsexponenten
ΔP	Gewindesteigungsdifferenz
$\Delta P/P_S$	Toleranz der Gewindesteigungsdifferenz
$\Delta P_{SWT}/P_{SWT,ref}$	bezogene Schädigungsdifferenz
$\Delta r/r_{ref}$	Toleranz des Gewindeausrundungsradius
ΔS_a	Nennspannungsamplituden-Schrittweite
ε	Dehnung
ε_1	maximale Hauptnormaldehnung
ε_2	mittlere Hauptnormaldehnung
ε_3	minimale Hauptnormaldehnung
ε_a	Dehnungsamplitude
$\varepsilon_{a,el}$	elastische Dehnungsamplitude

$\varepsilon_{a,max}$	maximale Dehnungsamplitude beim IST
$\varepsilon_{a,pl}$	plastische Dehnungsamplitude
$\varepsilon_{a,t}$	Gesamtdehnungsamplitude
ε_{cl}	Rissschließ-Dehnung für P_j
ε_f'	zyklischer Duktilitätskoeffizient des Vierparameteransatzes nach [5]
ε_m	Mitteldehnung
ε_o	Dehnung am oberen Umkehrpunkt der Hysteresenschleife
ε_{op}	Rissöffnungs-Dehnung für P_j
ε_t	Gesamtdehnung
ε_T	Transition-Life ertragbare Dehnungsamplitude
ε_u	Dehnung am unteren Umkehrpunkt der Hysteresenschleife
ε_v	Vergleichsdehnung nach Mises
ε_w	wahre Dehnung
ε_y	Axialdehnung der Schraube im Kerbgrund
μ	Coulombscher Reibkoeffizient
ν	Querkontraktionszahl
σ_1	maximale Hauptnormalspannung
σ_2	mittlere Hauptnormalspannung
σ_3	minimale Hauptnormalspannung
σ_{max}	maximale Spannung
σ_a	Spannungsamplitude
σ_A	ertragbare Spannungsamplitude
σ_D	Dauerfestigkeit (auch Dauerhaltbarkeit)
σ_F	Spannung an der elastisch-ideal-plastischen Fließgrenze
σ_f'	Schwingfestigkeitskoeffizient des Vierparameteransatzes nach [5]
σ_m	Mittelspannung
σ_o	Oberspannung; Spannung am oberen Umkehrpunkt der Hysteresenschleife
σ_{op}	Rissöffnungs-Spannung für P_j
σ_T	Transition-Life ertragbare Spannungsamplitude
σ_u	Unterspannung; Spannung am unteren Umkehrpunkt der
Hysteresenschleife	
σ_v	Vergleichsspannung nach Mises
σ_w	wahre Spannung

$\sigma_{w,zd}$	Wechselfestigkeit bei reiner Zug-Druck-Beanspruchung
σ_y	Axialspannung der Schraube im Kerbgrund
$\sigma'_{0,2}$	Zyklische 0,2% Dehnungsgrenze
χ	Spannungsgradient
χ^*	bezogener Spannungsgradient

Lateinische Buchstaben,

$1/T$	Streubreite
A	Bruchdehnung
A_g	Gleichmaßdehnung
A_N	Nennspannungsquerschnitt
a_M	Konstante für den Mittelspannungseinfluß nach [17]
A_S	Spannungsquerschnitt
$a_{\text{Über}}$	Achsenabschnitt der Regressionsgerade im Übergangsbereich
a_{Zeit}	Achsenabschnitt der Regressionsgeraden im Zeitbereich
b	Schwingfestigkeitsexponent des Vierparameteransatzes
b_M	Konstante für den Mittelspannungseinfluß nach [17]
$b_{\text{Über}}$	Steigung der Regressionsgeraden im Übergangsbereich
b_{Zeit}	Steigung der Regressionsgeraden im Zeitbereich
c	zyklischer Duktilitätsexponent des Vierparameteransatzes
d	Nenn Durchmesser der Normschraube (=Gewindeaußendurchmesser)
D	Außendurchmesser der Mutter
D_1	Kerndurchmesser der Mutter
D_2	Flankendurchmesser der Mutter
d_2	Flankendurchmesser der Schraube
d_3	Kerndurchmesser der Schraube
E	Elastizitätsmodul
f	Prüffrequenz, Frequenz
$F_{0,2min}$	Schraubenkraft an der Mindest-Streckgrenze bzw. 0,2%- Dehngrenze ($F_{0,2} = R_{p0,2} \cdot A_S$)
$F_{(t)}$	Last-Zeit-Funktion
F_a	Lastamplitude
F_v	Schraubenvorspannkraft
$f_{w,\sigma}$	Zugdruckwechselfestigkeitsfaktor
H_1	Flankenüberdeckung
h_3	Gewindetiefe
Hz	<u>Hertz</u> (1/s)

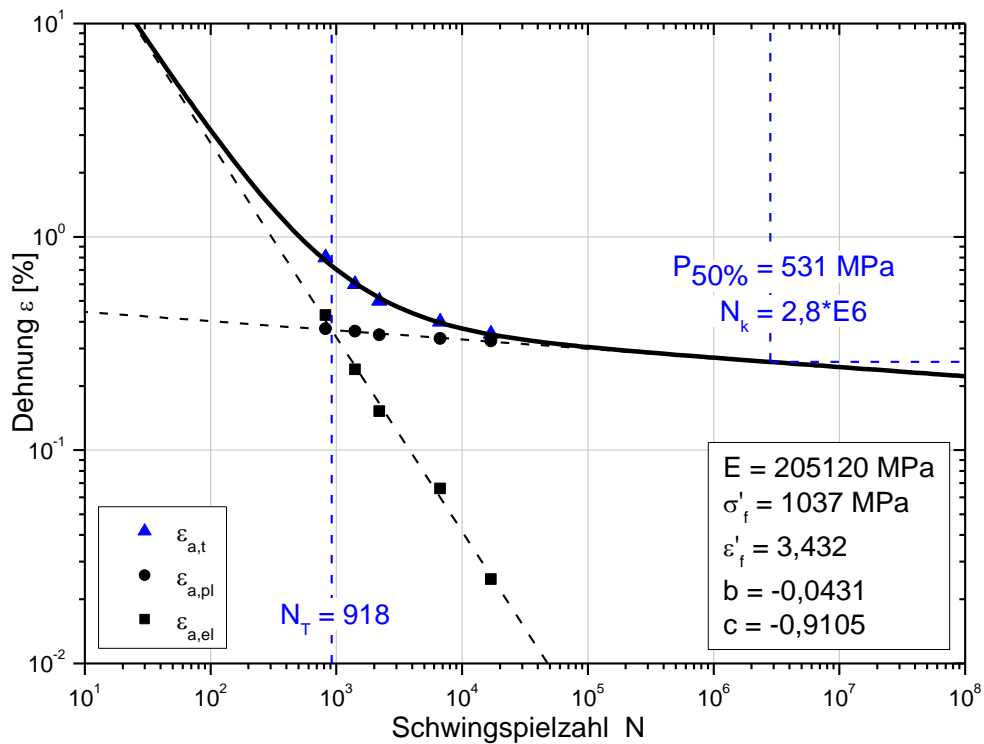
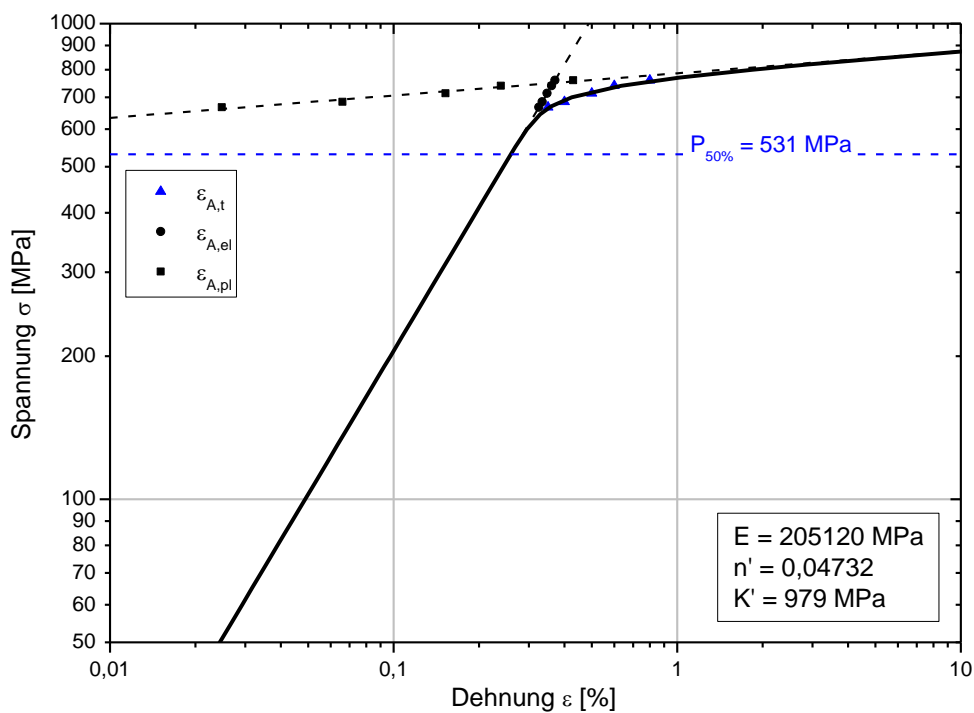
k	Neigung der Wöhlerlinie im Zeitfestigkeitsbereich
$K_{AK,\sigma}$	Mittelspannungseinflussfaktor
$K_{E,\sigma}$	Eigenspannungsfaktor
$K_{E,\tau}$	Eigenschubspannungsfaktor
K_R	Oberflächenbeiwert
K_t	Formzahl
$K_{t,fase}$	Formzahl der Düsenspannmutter im Falle einer gefasten Schraube
$K_{t,ref}$	Formzahl im Referenzfall
K'	Verfestigungsexponent des Ramberg-Osgood-Ansatzes der zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kurve
K'_{ref}	Verfestigungsexponent im Referenzfall
K'_{tol}	Verfestigungsexponent im Toleranzfall
l_0	freie Weglänge/Bezugslänge
M	Mittelspannungsempfindlichkeit
n	Stützziffer
N	Schwingspielzahl
n'	zyklischer Verfestigungsexponent des Ramberg-Osgood-Ansatzes der zyklischen Spannungs-Dehnungs-Kurve
N_B	Bruchschwingspielzahl
N_K	Knickschwingspielzahl
N_{ref}	Lebensdauer des toleranzfreien Bauteils
N_T	Transition-Life ertragbare Schwingspielzahl
N_{tol}	Lebensdauer des toleranzbehafteten Bauteils
P	Gewindesteigung
P_A	Ausfallwahrscheinlichkeit
P_M	Muttergewindesteigung
P_S	Schraubengewindesteigung
$P_{\text{Über}}$	Ausfallwahrscheinlichkeit im Übergangsbereich
P_J	Schädigungsparameter nach Vormwald [40]
P_{SWT}	Schädigungsparameter Smith, Watson und Topper [32]
$P_{SWT,ref}$	Schädigungsparameter im Referenzfall
$P_{SWT,tol}$	Schädigungsparameter im Toleranzfall
P_{Zeit}	Ausfallwahrscheinlichkeit im Zeitbereich
r	Gewindeausrundungsradius
R	Spannungsverhältnis
R_{eH}	obere Streckgrenze

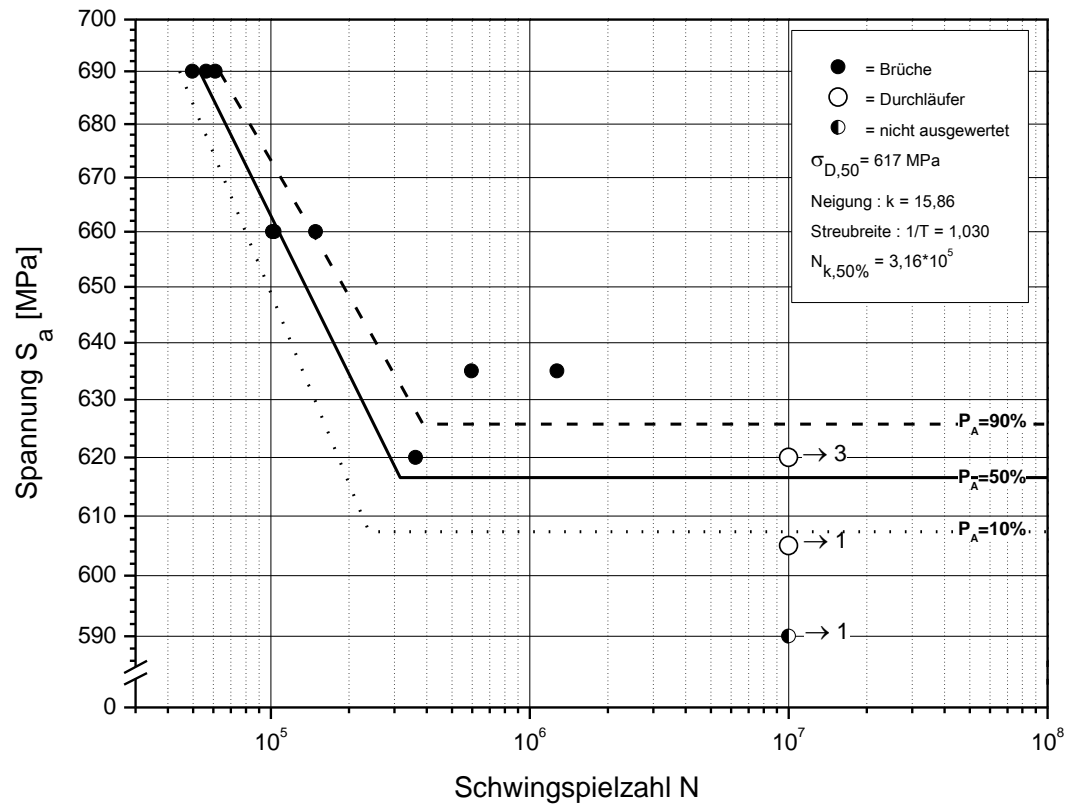
R_{eL}	untere Streckgrenze
R_m	Zugfestigkeit
$R_{m,k}$	Kerbzugfestigkeit der gekerbten Probe bzw. des Bauteils
$R_{p0,2}$	0,2%-Dehngrenze
$R_{p0,2,zykl}$	zyklische Fließgrenze
$R_{p0,2,zykl,ref}$	zyklische Fließgrenze der Referenzschraube
$R_{p0,2,zykl,tol}$	zyklische Fließgrenze der Toleranzschraube
r_{ref}	Gewindeausrundungsradius der Referenzschraube
r_{tol}	Gewindeausrundungsradius der Toleranzschraube
R_z	Rauhtiefe
S	Nennspannung
S_A	Nennspannungsamplitude
$S_{A,1\%}$	Nennspannungsamplitude mit 1% Ausfallwahrscheinlichkeit
$S_{a,10\%}$	Nennspannungsamplitude mit 10% Ausfallwahrscheinlichkeit
$S_{a,50\%}$	Nennspannungsamplitude mit 50% Ausfallwahrscheinlichkeit
$S_{a,90\%}$	Nennspannungsamplitude mit 90% Ausfallwahrscheinlichkeit
$S_{a,d}$	dauerfeste Nennspannungsamplitude (auch Dauerfestigkeit)
$S_{a,dkorr.}$	Dauerfeste Nennspannungsamplitude um Eigenspannungseinfluss korrigiert
$S_{a,d-FKM}$	nach FKM-Richtlinie berechnete Dauerfestigkeit
$S_{AK,zd}$	Nennspannungsamplitude Bauteil bei Zug-Druck- Beanspruchung
$S_{a,zd}$	Nennspannungsamplitude bei Zug-Druck-Beanspruchung
S_m	Mittelwert der Nennspannung
$S_{m,zd}$	Nennmittelspannung die Zug-Druck-Beanspruchung
S_o	Obere-Nennspannung
S_u	Untere-Nennspannung
$S_{WK,zd}$	Wechselfeste Nennspannungsamplitude Bauteil bei Zug-Druck- Beanspruchung
T	Spannungsverhältnis (σ_o/σ_u)
v_ϵ	Dehnungsgeschwindigkeit im IST

Allgemeine Abkürzungen,

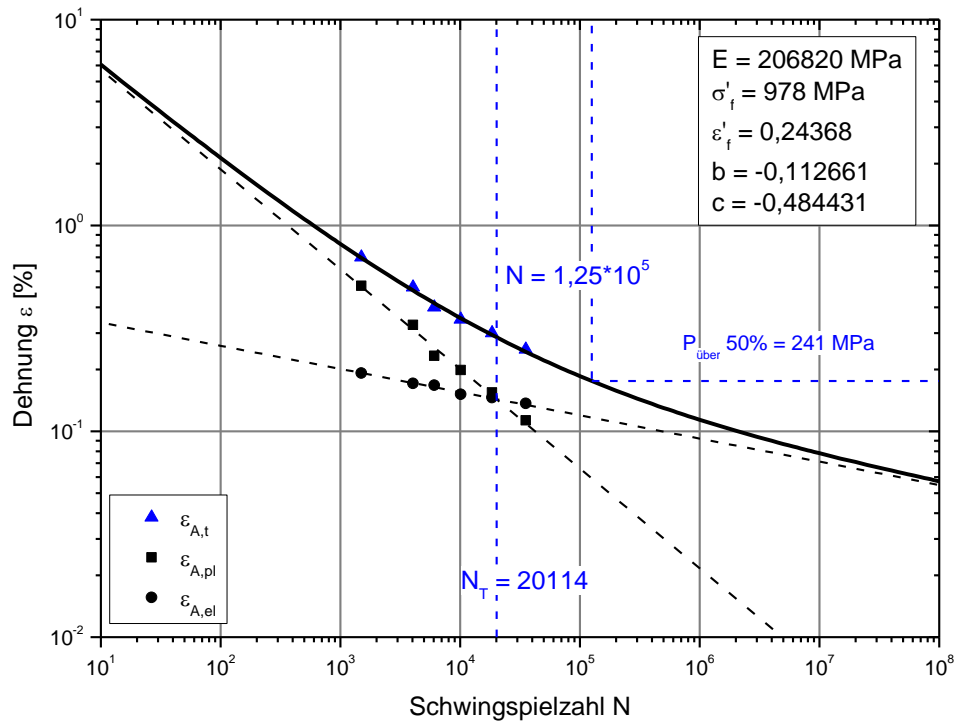
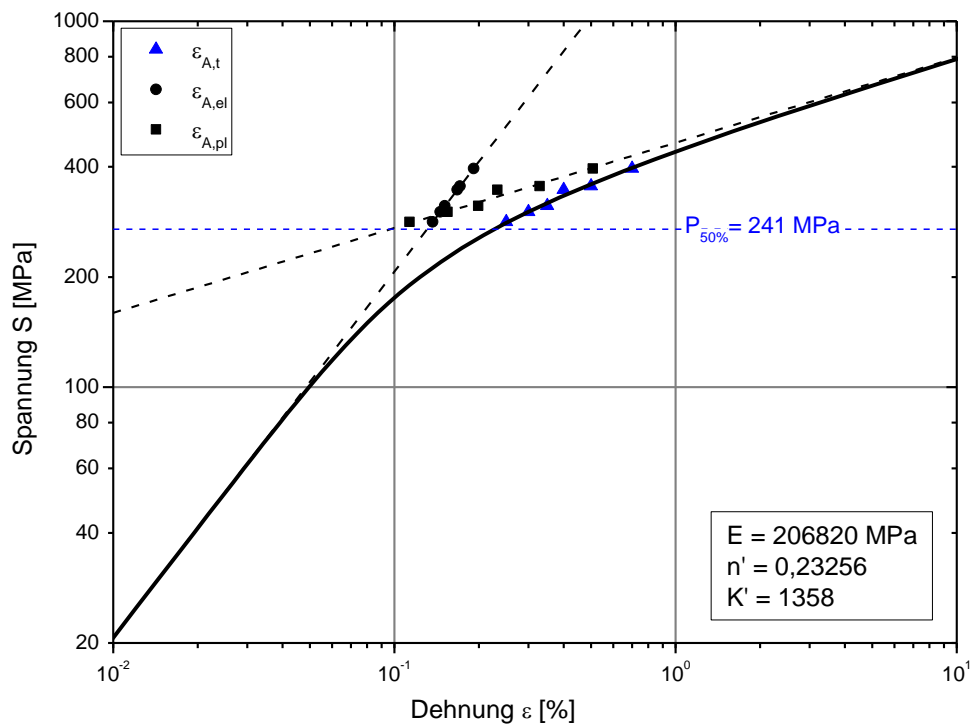
Abb.	<u>Ab</u> bildung
bzw.	<u>b</u> eziehu <u>ngs</u> we <u>s</u> e
DFB	<u>D</u> auer <u>f</u> estigkeit <u>s</u> <u>b</u> ereich
d.h.	<u>d</u> as <u>h</u> eißt

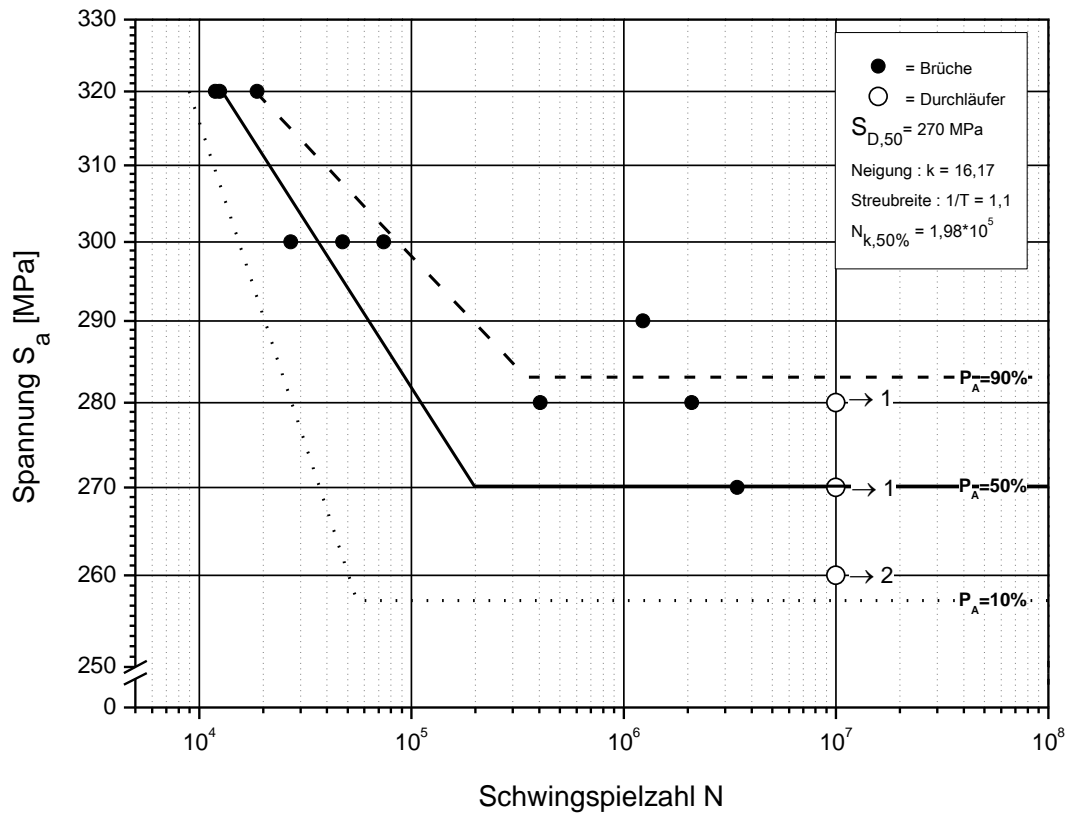
DIN	<u>D</u> eutsches <u>I</u> nstitut für <u>N</u> ormung
DWK	<u>D</u> ehnungs- <u>W</u> öhler <u>k</u> urve
FEA	<u>F</u> inite- <u>E</u> lemente- <u>A</u> nal <u>y</u> se
FEM	<u>F</u> inite- <u>E</u> lemente- <u>M</u> ethode
Fk	<u>F</u> estigkeits <u>k</u> lasse
FKM	<u>F</u> orschungs <u>k</u> uratorium <u>M</u> aschinenbau
HMS	<u>H</u> ohe <u>M</u> ittels <u>s</u> pannung, entspricht $S_m=0,7 \cdot R_{P0,2\%}$
i.Allg.	im <u>A</u> llgemeinen
i.d.R.	in <u>d</u> er <u>R</u> egel
IST	<u>I</u> ncremental- <u>S</u> tep- <u>T</u> est
Kap.	<u>K</u> apitel
MPa	<u>M</u> ega <u>P</u> ascal
S.	<u>S</u> eite
SDK	<u>S</u> pannungs- <u>D</u> ehnungs- <u>K</u> urve
Tab.	<u>T</u> abelle
u.U.	<u>u</u> nter <u>U</u> mständen
UML	<u>U</u> NIFORM <u>M</u> ATERIAL <u>L</u> AW
v.a.	<u>v</u> or <u>a</u> llem
VDI	<u>V</u> erein <u>D</u> eutscher <u>I</u> ngenieur <u>e</u>
vgl.	<u>v</u> ergleiche
z.B.	<u>z</u> um <u>B</u> eispiel
ZFB	<u>Z</u> eit <u>f</u> estigkeits <u>b</u> ereich
ZSDK	<u>Z</u> yklische <u>S</u> pannungs- <u>D</u> ehnungs- <u>K</u> urve

C Anhang**Zyklische Werkstoffversuche****41Cr4 der M10 Fk10.9 Schraube-Mutterverbindung****Anhang C-1: 41Cr4 Dehnungswöhlerlinie 41Cr4****Anhang C-2: Zyklische Spannungsdehnungskurve 41Cr4**

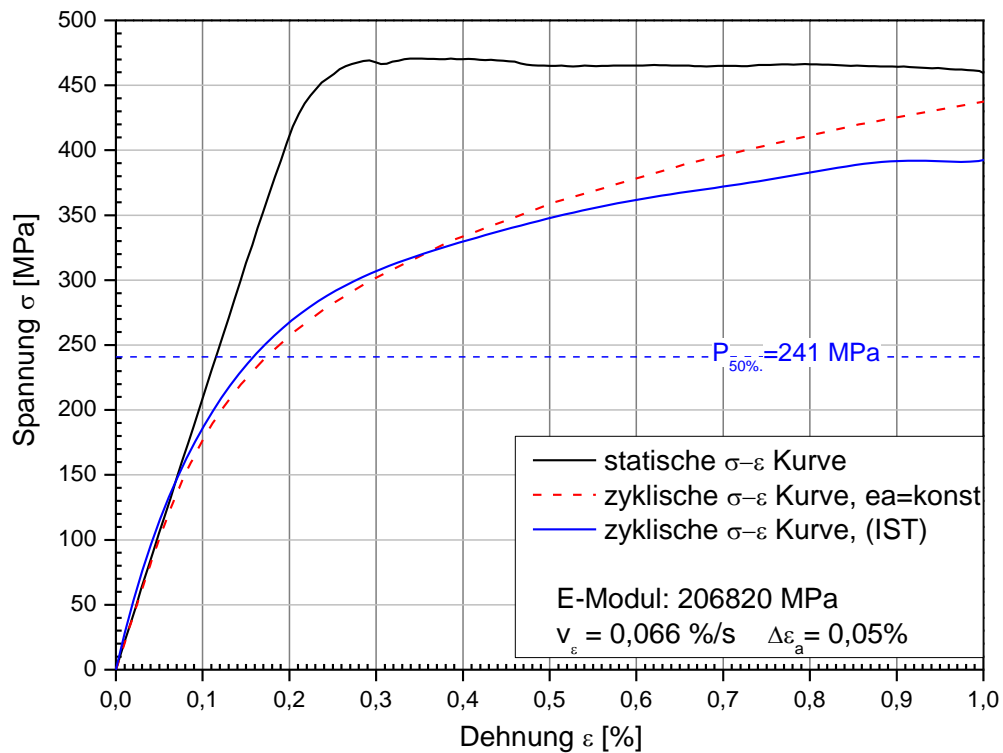


Anhang C-3: Kraftkontrollierte Versuche 41Cr4 für $R = -1$

C35 der M10 Fk 5.6 Schraube-Mutterverbindung**Anhang C-4: Dehnungswöhlerlinie C35****Anhang C-5: Zyklische Spannungsdehnungskurve C35**

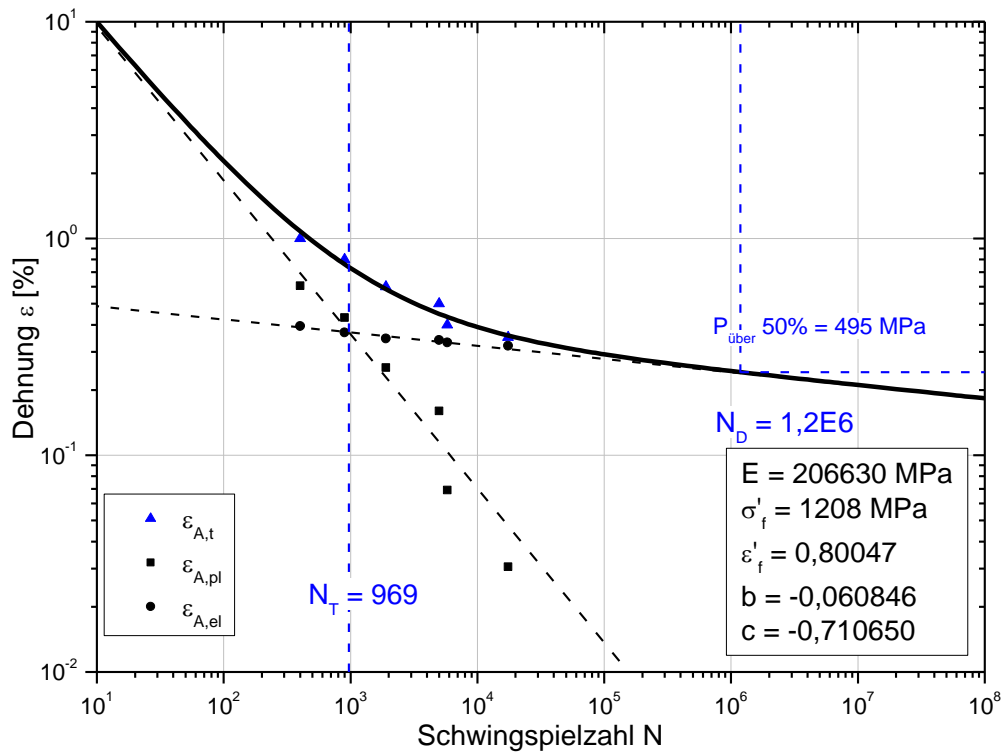


Anhang C-6: Kraftkontrollierte Versuche C35 für $R = -1$

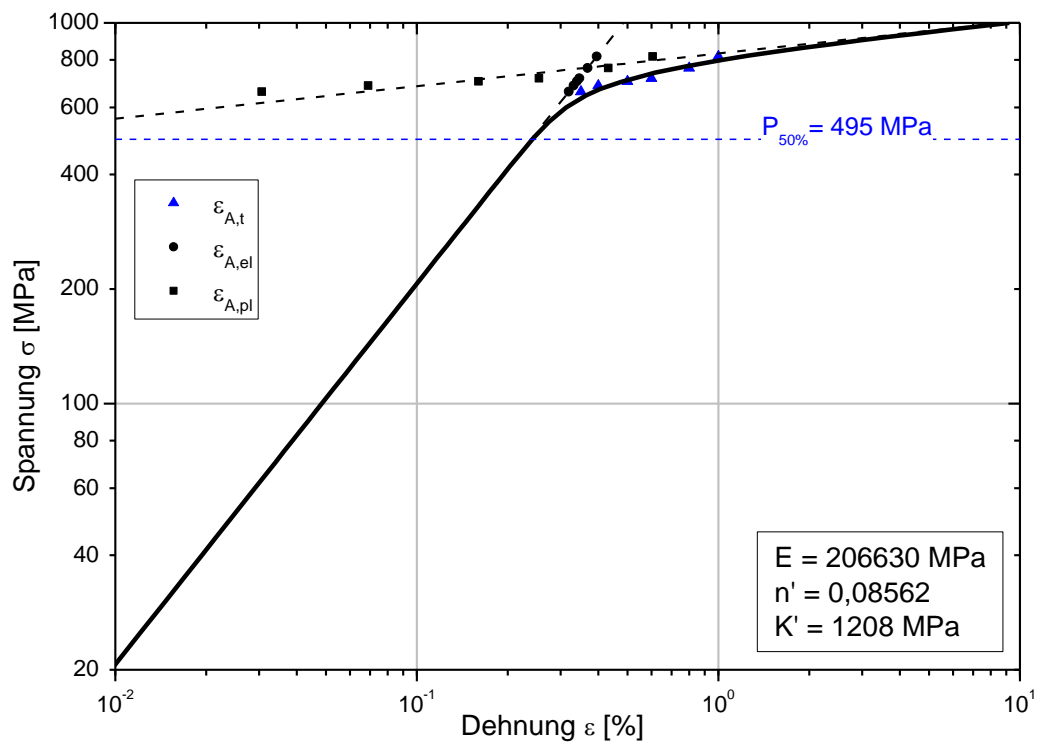


Anhang C-7: Vergleich Spannungs-Dehnungskurven C35

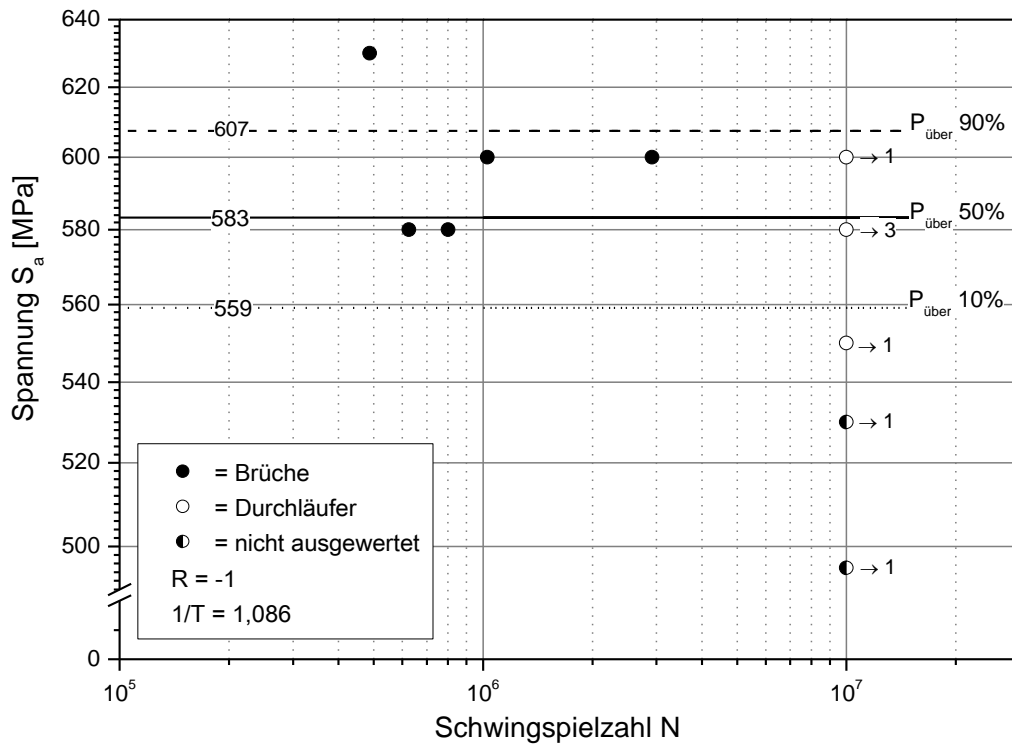
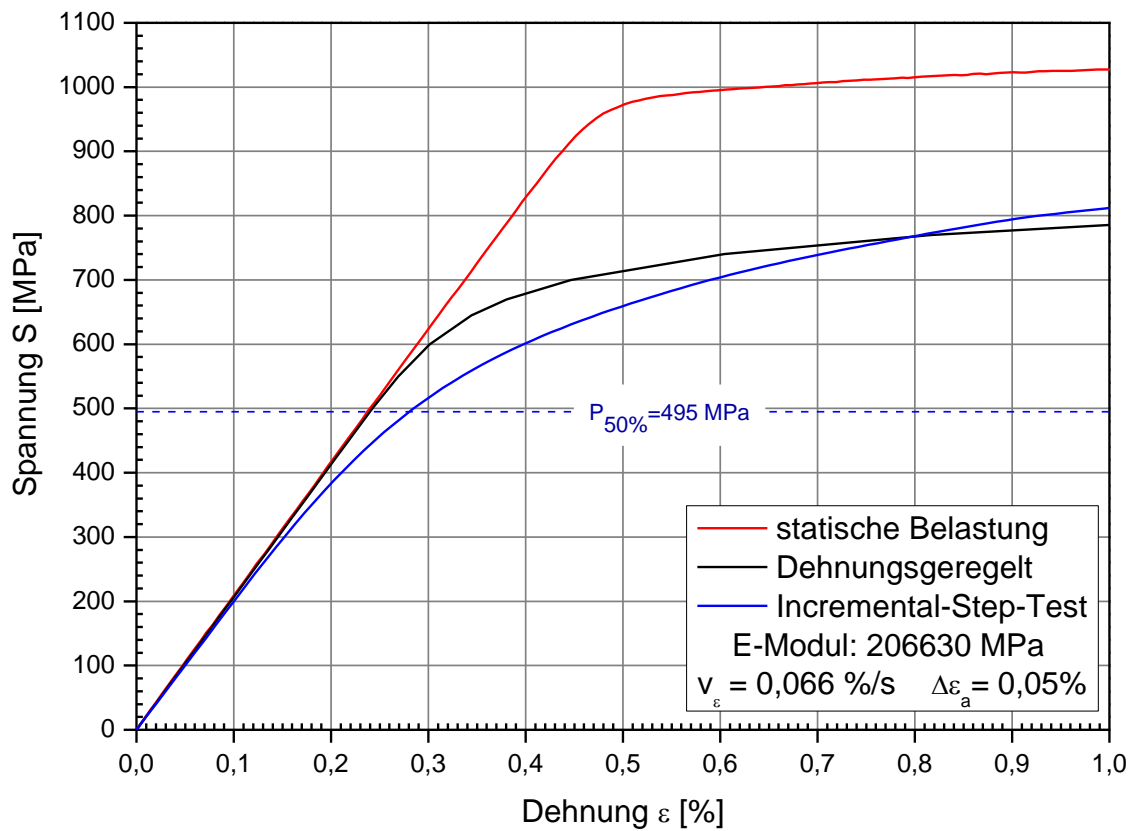
36CrB4 der M16 Fk 10.9 Schraube-Mutterverbindung



Anhang C-8: Dehnungswöhlerlinie 36CrB4

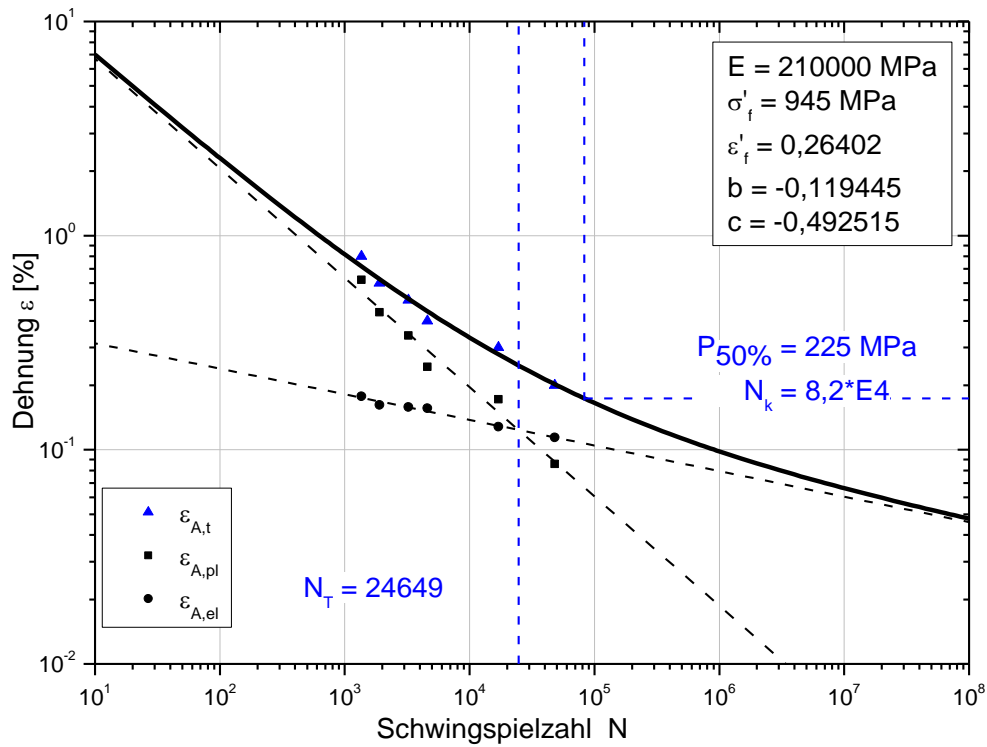


Anhang C-9: Zyklische Spannungsdehnungskurve 36CrB4

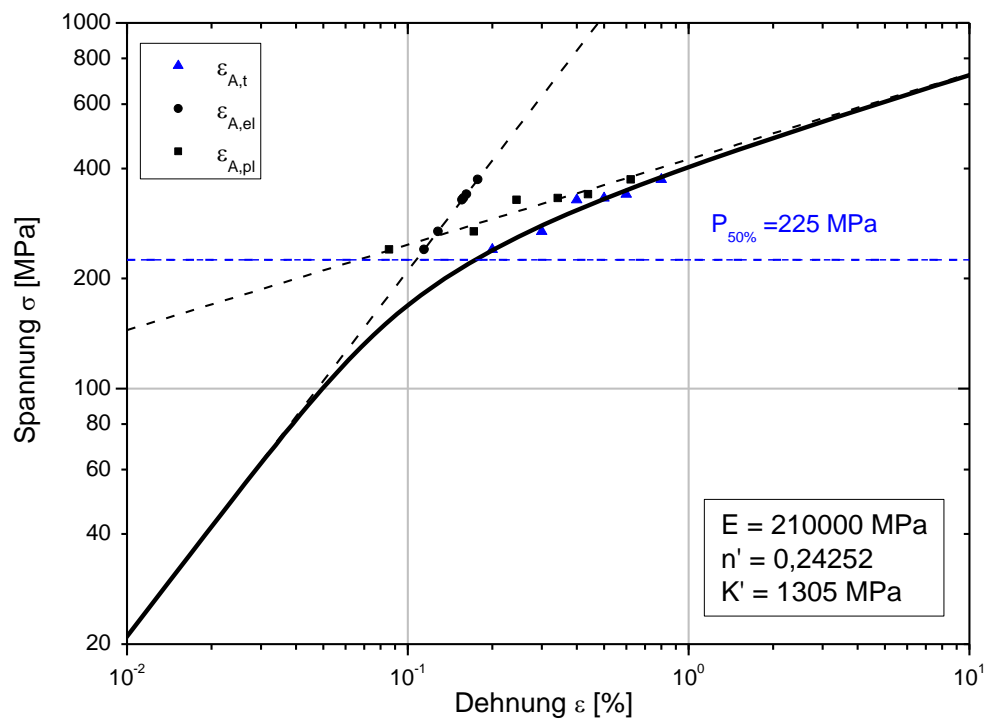
Anhang C-10: Kraftkontrollierte Versuche 36CrB4 für $R = -1$ 

Anhang C-11: Vergleich Spannungs-Dehnungskurven 36CrB4

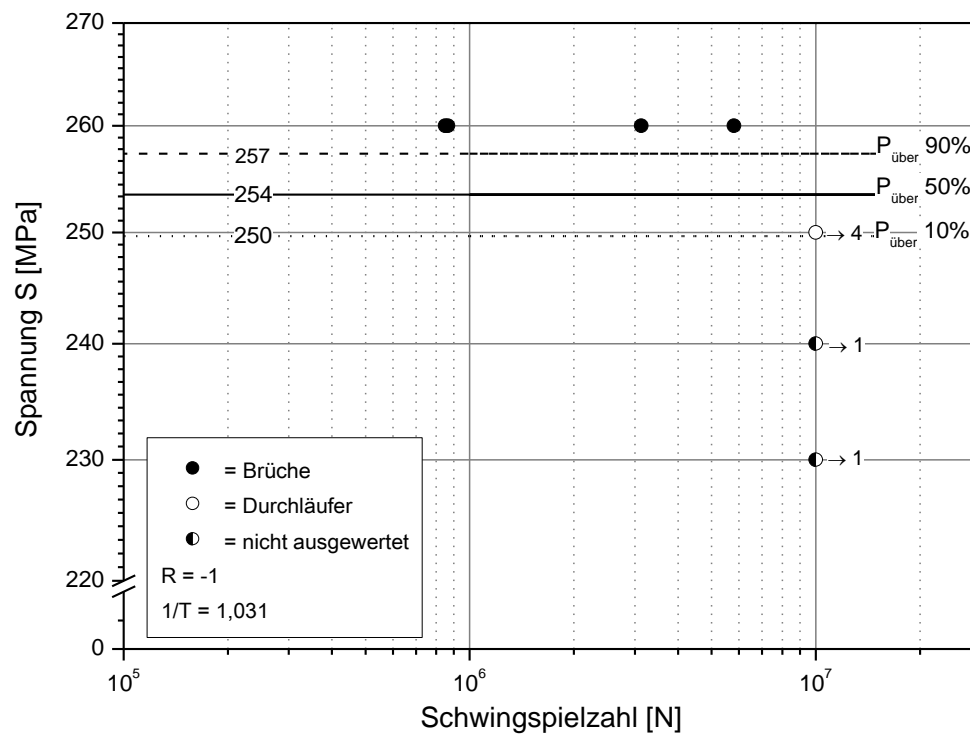
2C35 der M16 Fk 5.6 Schraube-Mutterverbindung



Anhang C-12: Dehnungswöhlerlinie 2C35

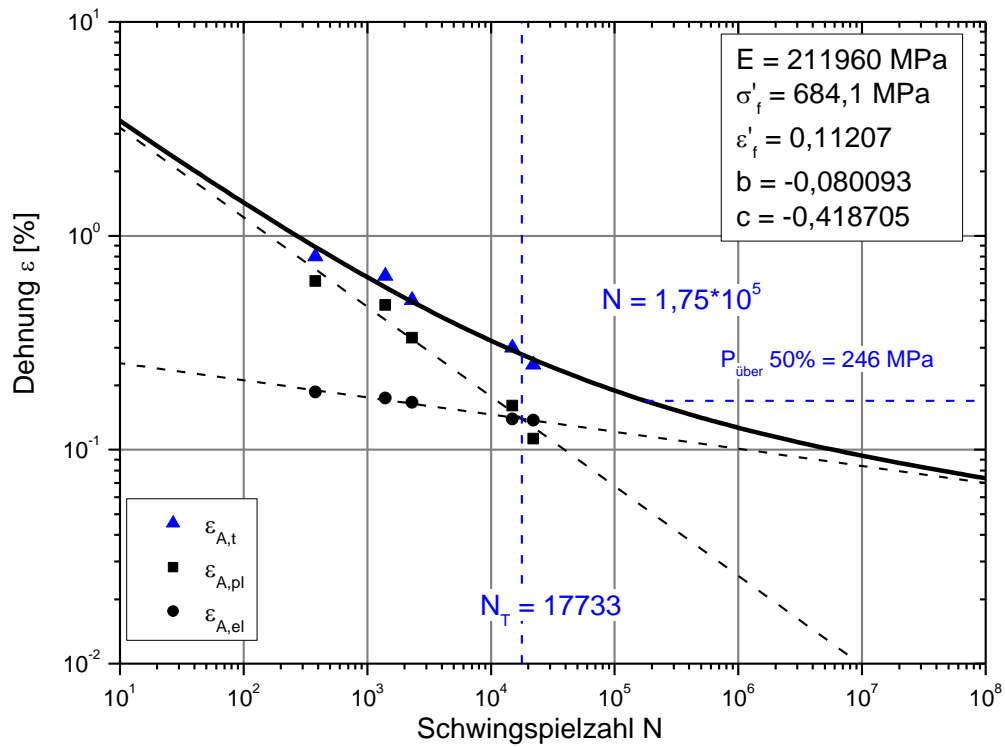


Anhang C-13: Zyklische Spannungsdehnungskurve 2C35

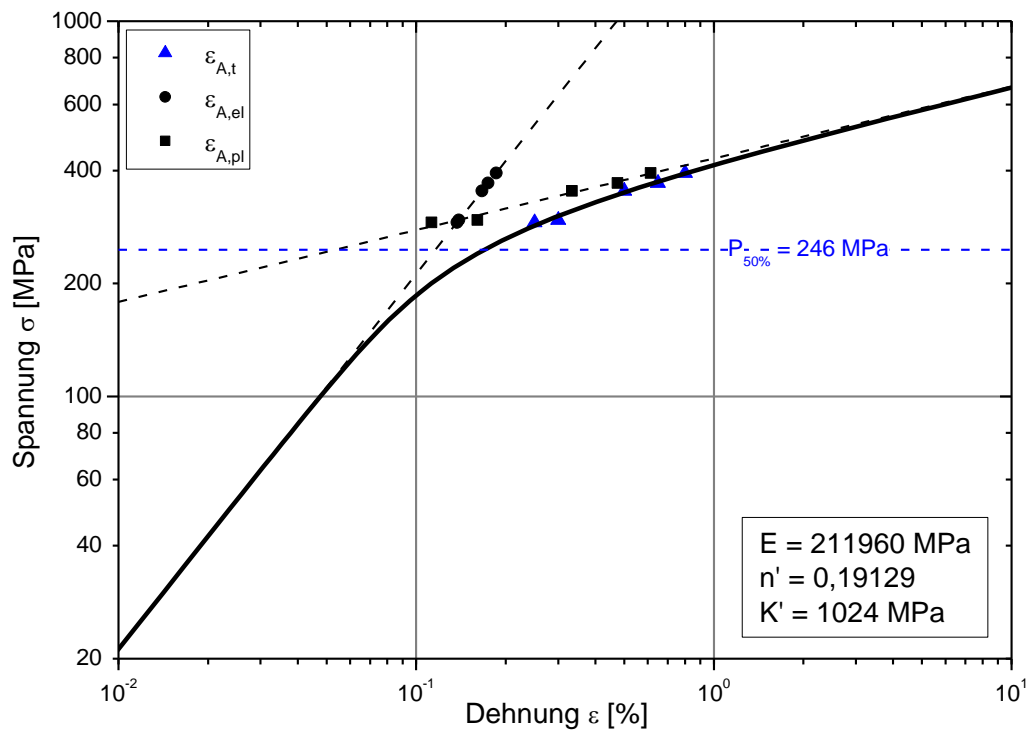


Anhang C-14: Kraftkontrollierte Versuche 2C35 für $R = -1$

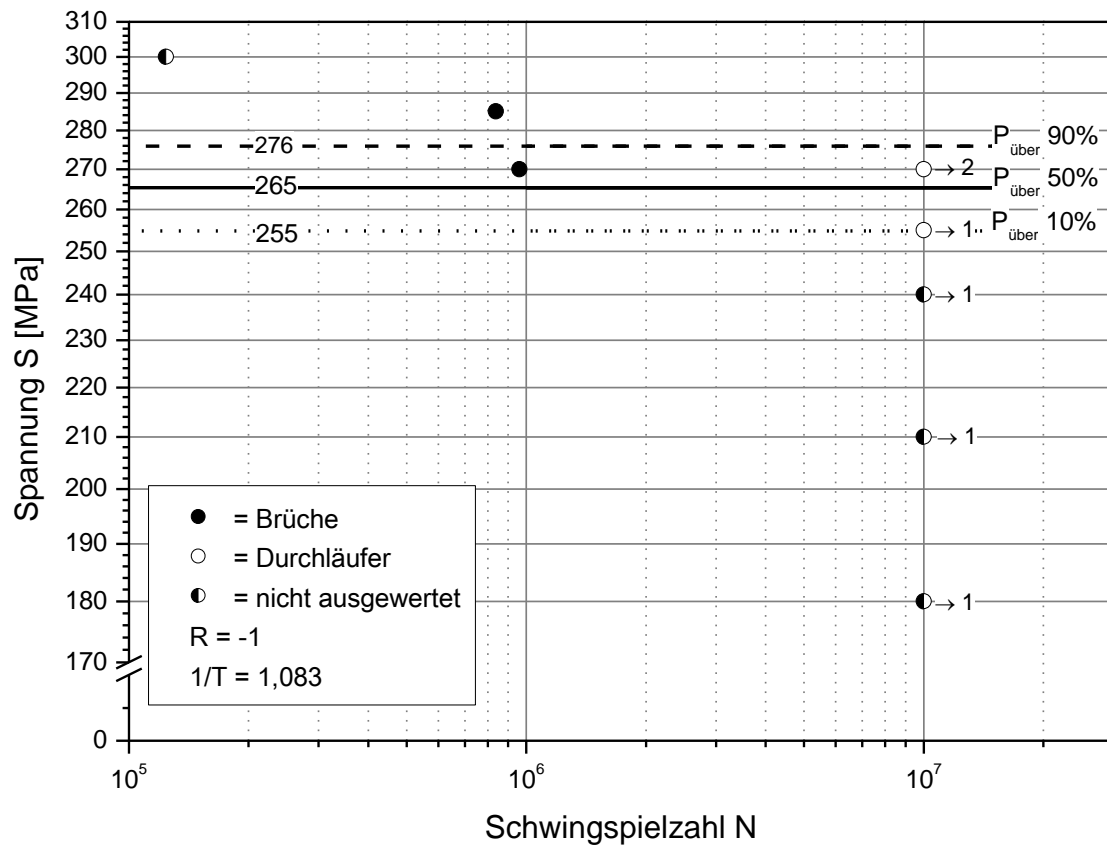
St37-2 der Zugmutternverbindung



Anhang C-15: Dehnungswöhlerlinie St37-2

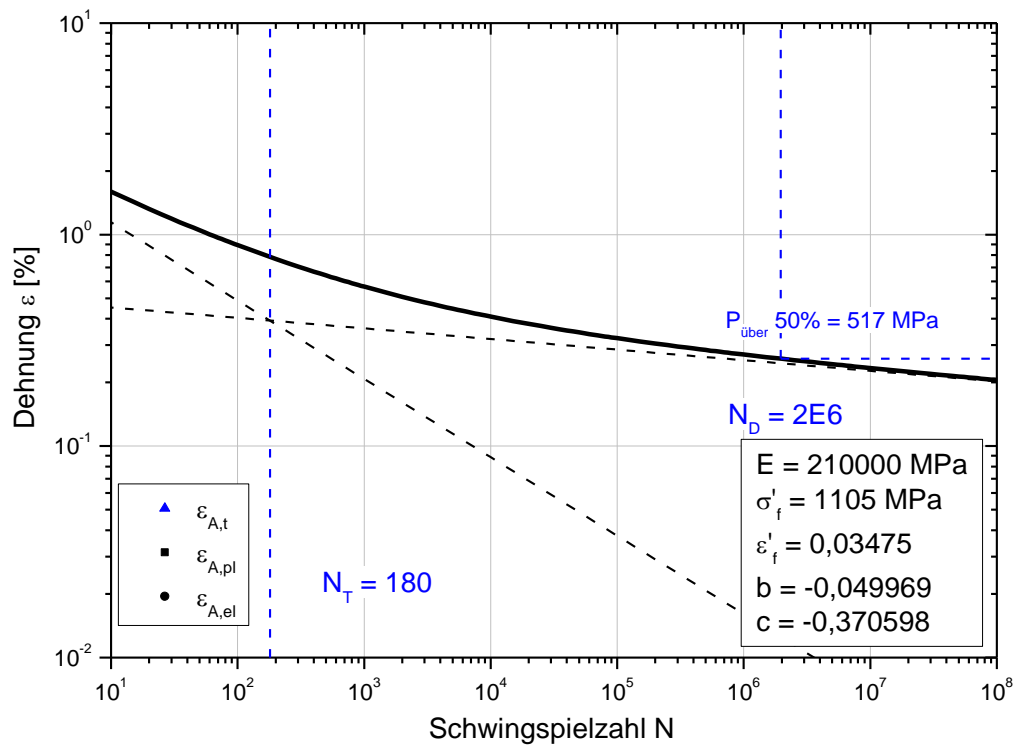


Anhang C-16: Zyklische Spannungsdehnungskurve St37-2

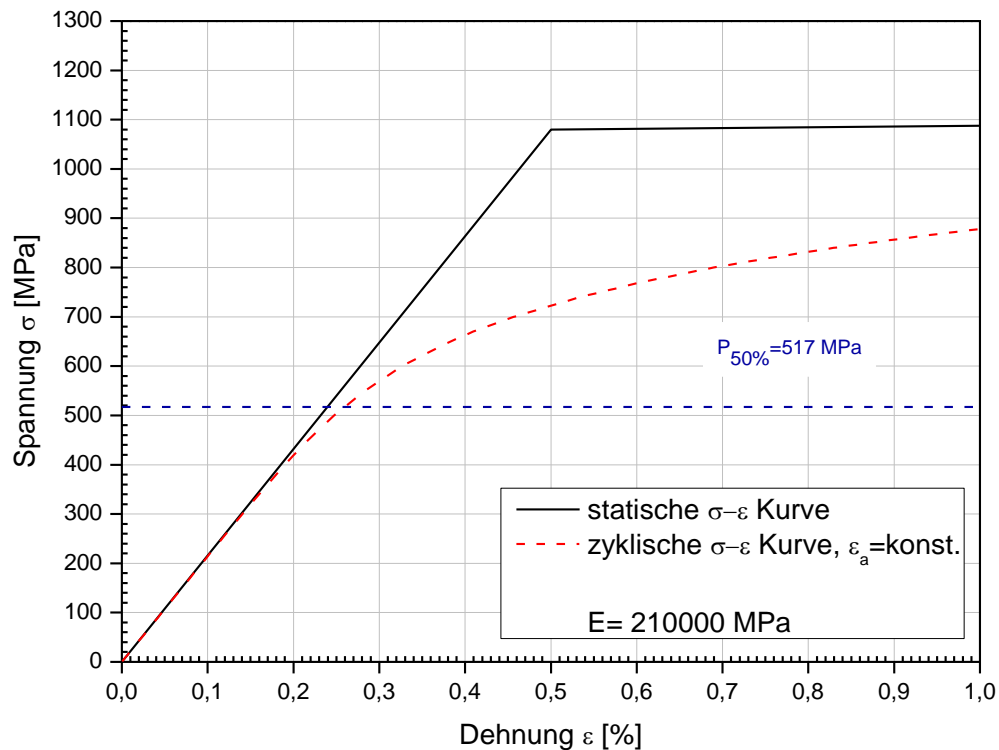


Anhang C-17: Kraftkontrollierte Versuche St37-2 für R = -1

38MnVS6 der Düsenspannmutterverbindung

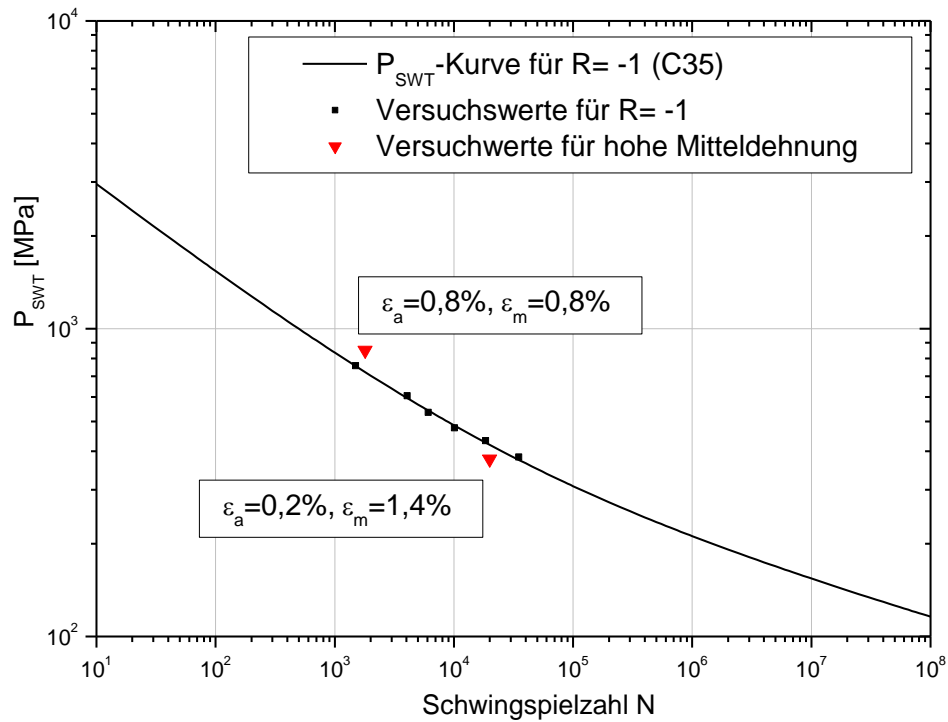


Anhang C-18: Abgeleitete Dehnungswöhlerlinie (38MnVS6)

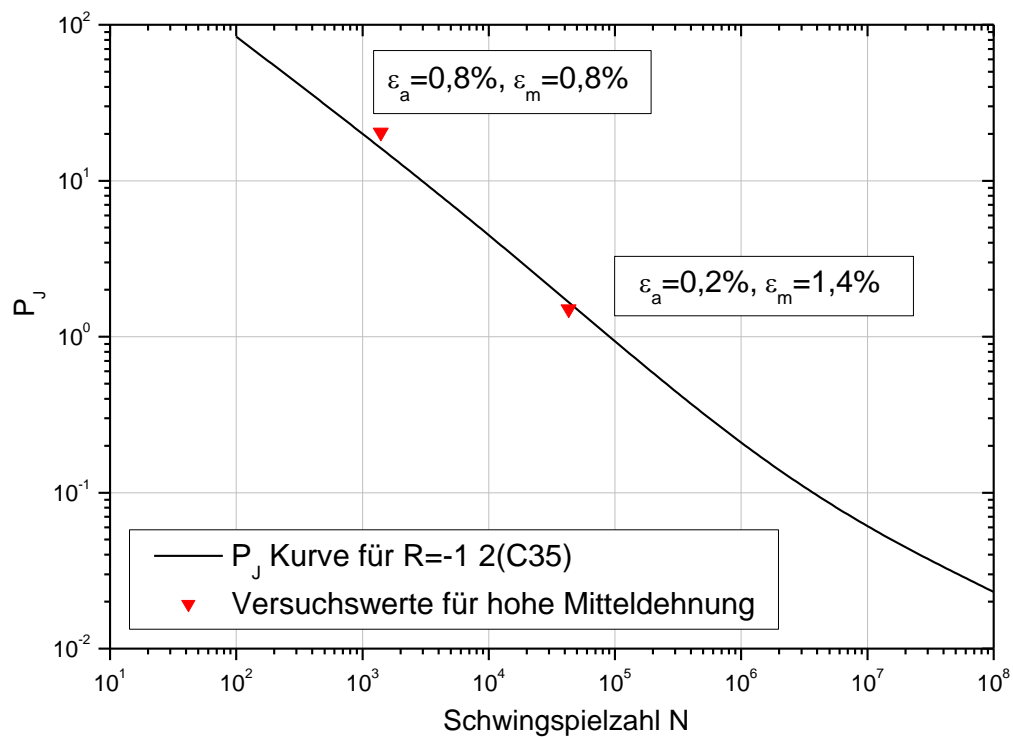


Anhang C-19: Abgeleitete zyklische Spannungs-Dehnungskurve (38MnVS6)

Dehnungsgeregelte Versuche unter hoher Mitteldehnung C35 der M10 Fk 5.6 Schraube-Mutterverbindung

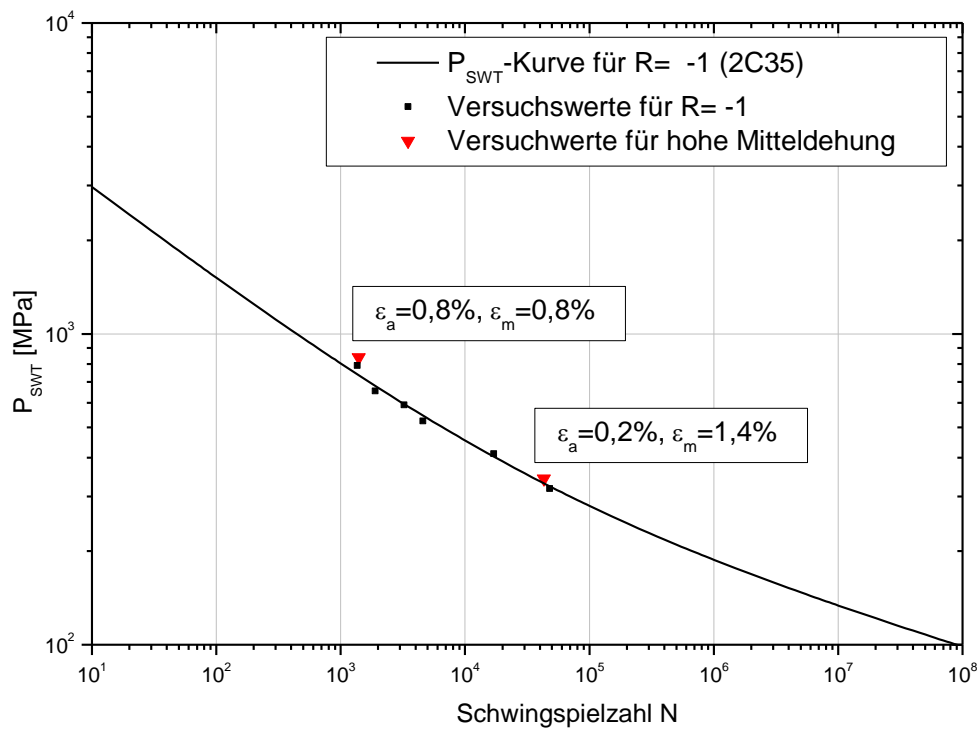


Anhang C-20: Abbildung des Mittelspannungseinflusses mit dem Parameter P_{SWT} für den Werkstoff C35

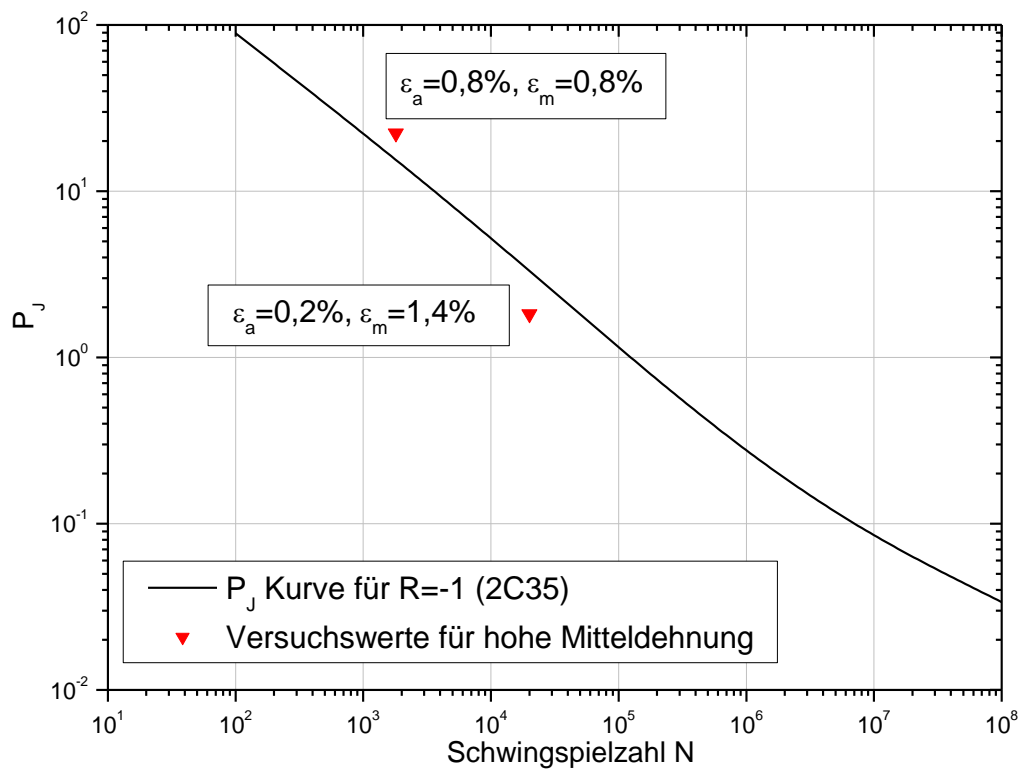


Anhang C-21: Abbildung des Mittelspannungseinflusses mit dem Parameter P_J für den Werkstoff C35

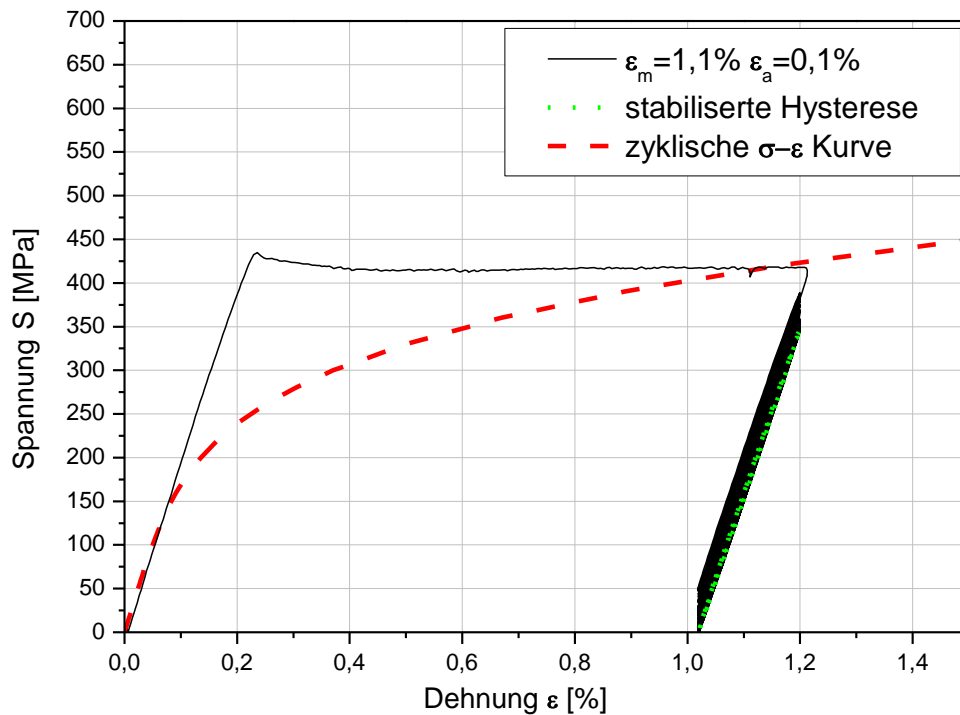
2C35 der M16 Fk 5.6 Schraube-Mutterverbindung



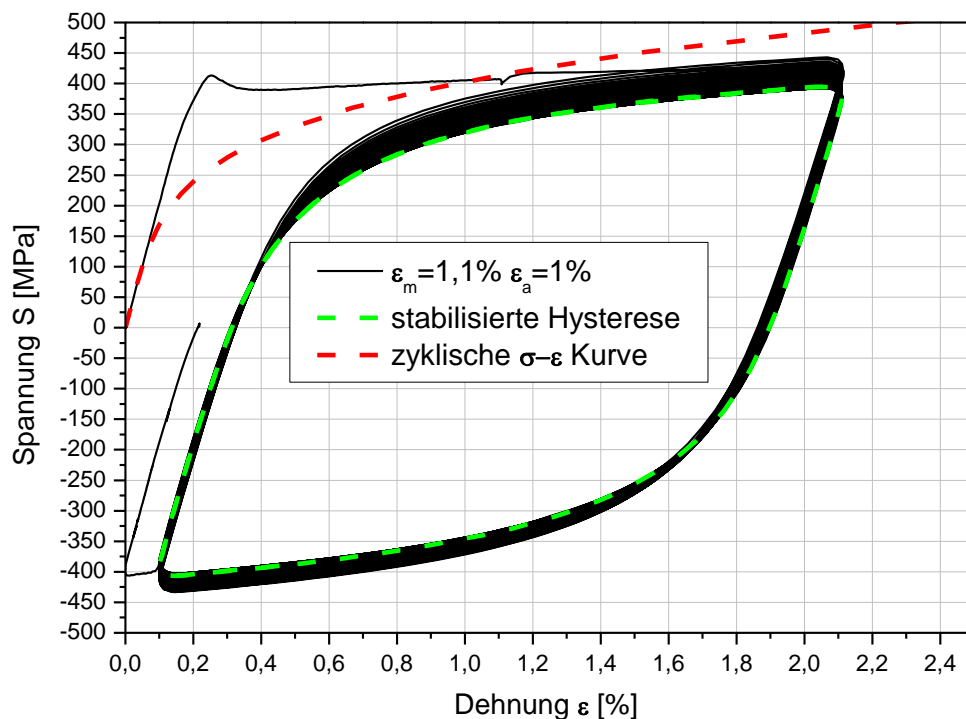
Anhang C-22: Abbildung des Mittelspannungseinflusses mit dem Parameter P_{SWT} für den Werkstoff 2C35



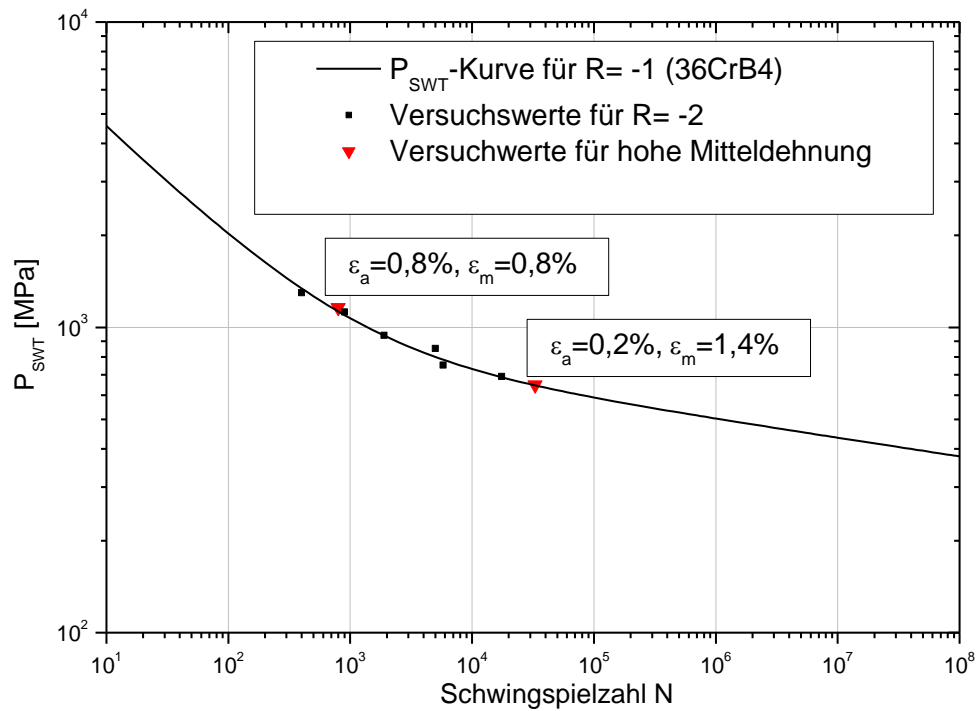
Anhang C-23: Abbildung des Mittelspannungseinflusses mit dem Parameter P_j für den Werkstoff 2C35



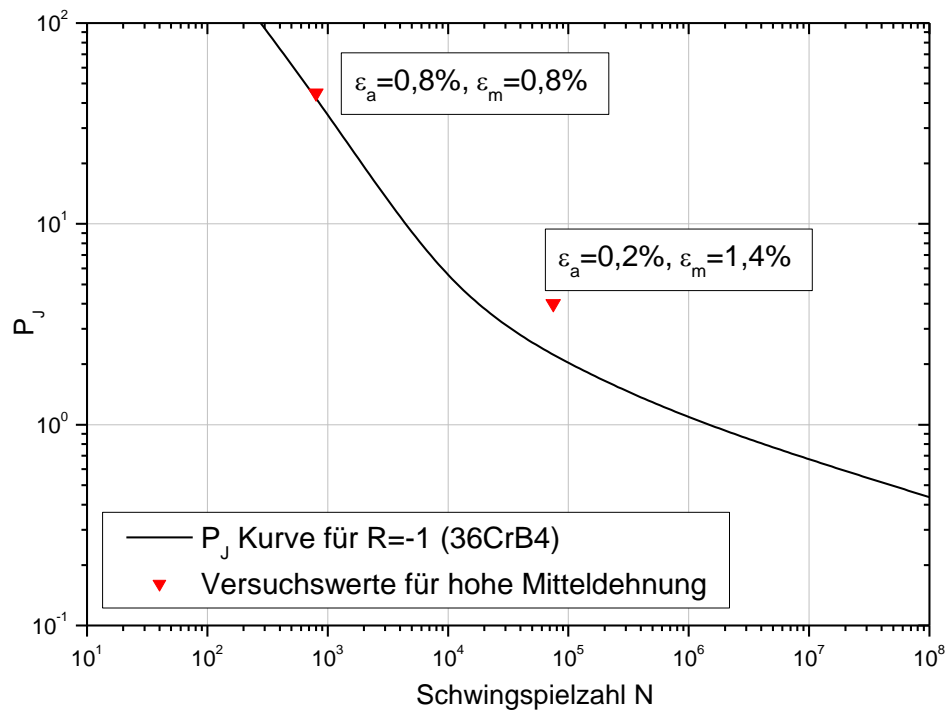
Anhang C-24: Dehnungsgeregelter Versuch unter hoher Mitteldehnung zur Überprüfung der zyklischen Spannungsrelaxation, Werkstoff 2C35 ($\varepsilon_m = 1,1\%$, $\varepsilon_a = 0,1\%$)



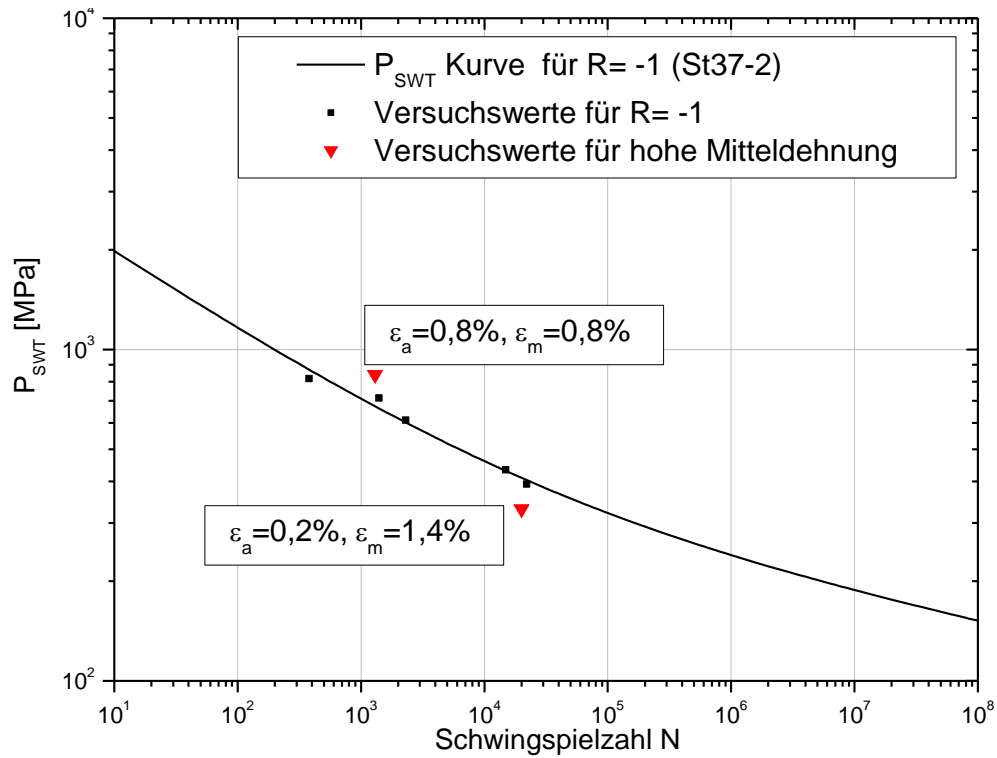
Anhang C-25: Dehnungsgeregelter Versuch unter hoher Mitteldehnung zur Überprüfung der zyklischen Spannungsrelaxation, Werkstoff 2C35 ($\varepsilon_m = 1,1\%$, $\varepsilon_a = 1\%$)

36CrB4 der M16 Fk 10.9 Schraube-Mutterverbindung

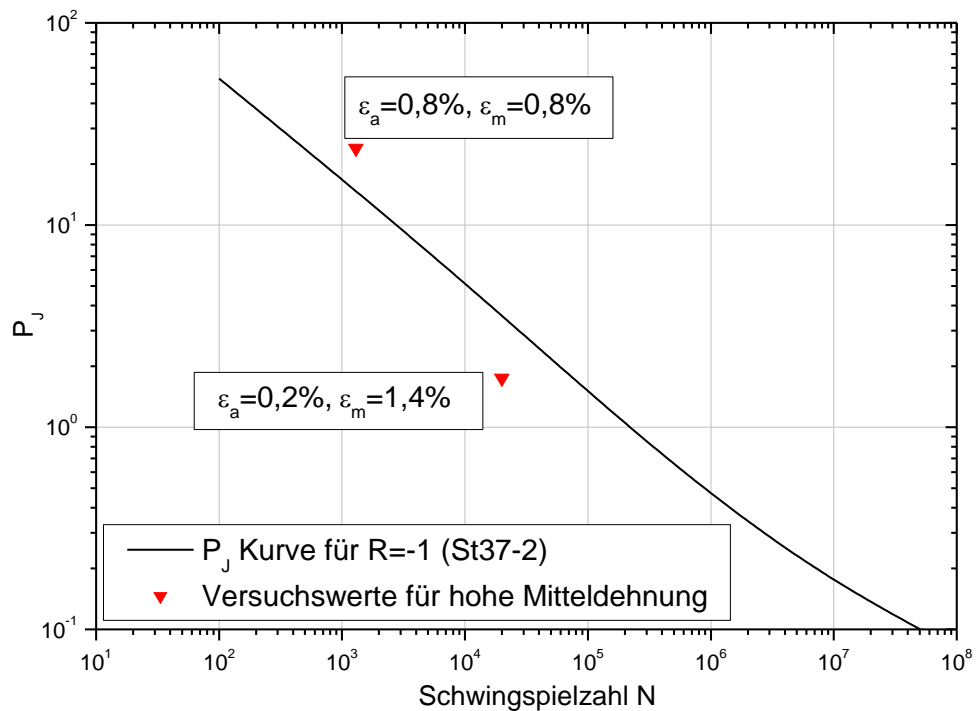
Anhang C-26: Abbildung des Mittelspannungseinflusses mit dem Parameter P_{SWT} für den Werkstoff 36CrB4



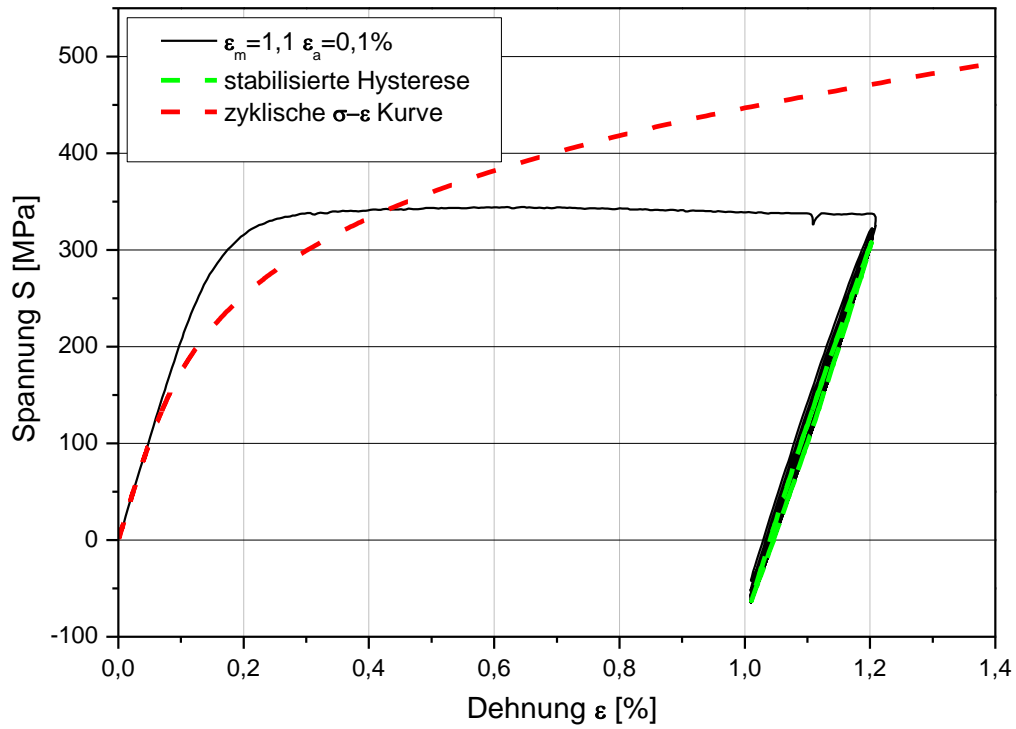
Anhang C-27: Abbildung des Mittelspannungseinflusses mit dem Parameter P_J für den Werkstoff 36CrB4

St37-2 der Zugmutterverbindung

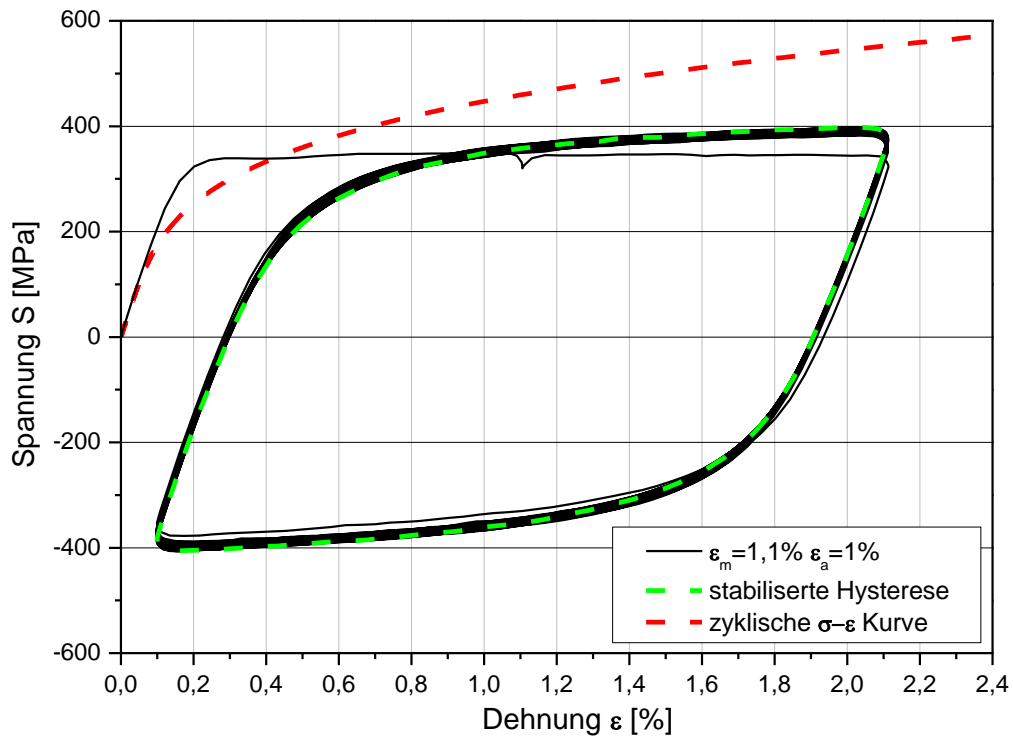
Anhang C-28: Abbildung des Mittelspannungseinflusses mit dem Parameter P_{SWT} für St37-2



Anhang C-29: Abbildung des Mittelspannungseinflusses mit dem Parameter σ_{-1} für den Werkstoff St37-2



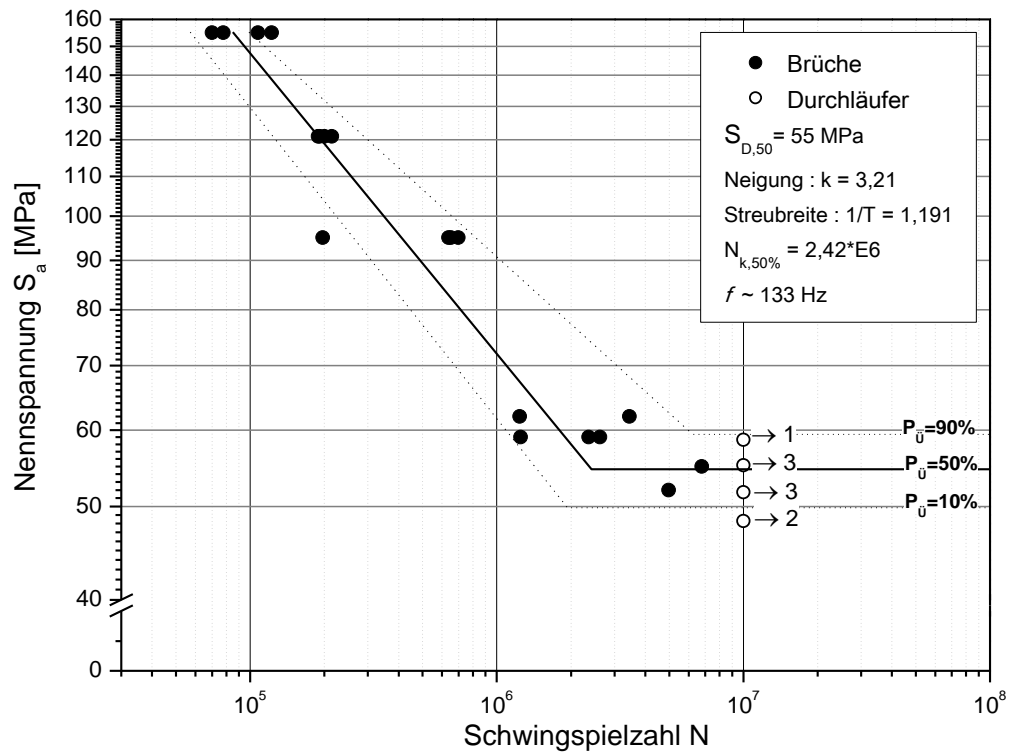
Anhang C-30: Spannungsrelaxation für $\epsilon_a = 0,1\%$ St37-2



Anhang C-31: Spannungsrelaxation für $\epsilon_a = 1\%$ St37-2

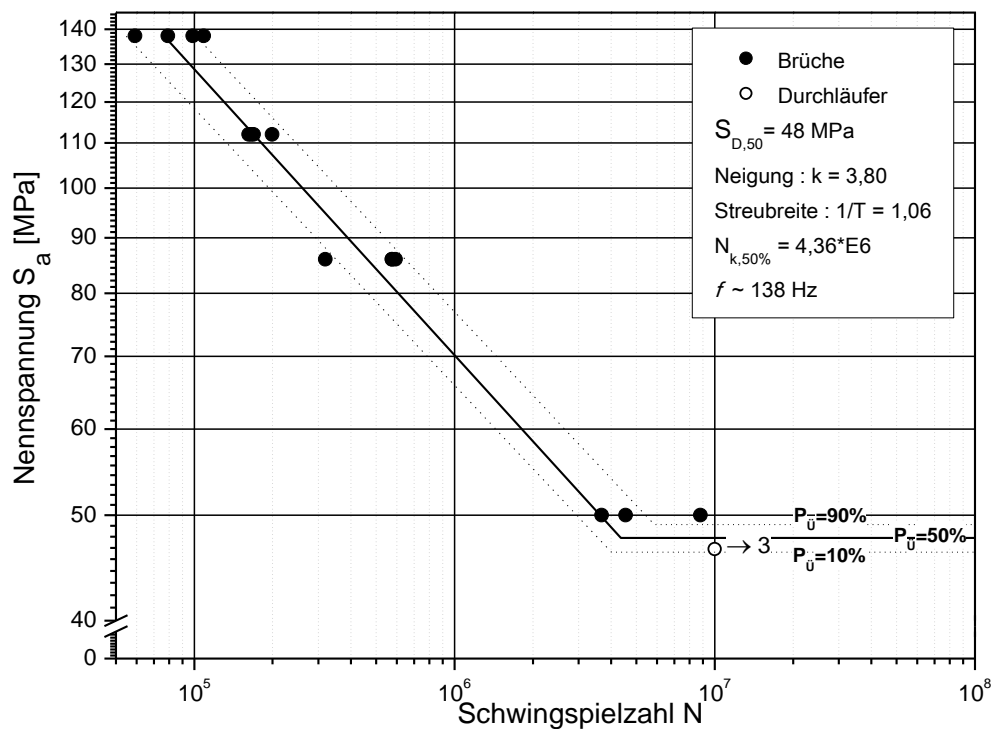
Zyklische Versuche an Gewindeverbindungen

Schraube-Mutterverbindung M10 Fk10.9

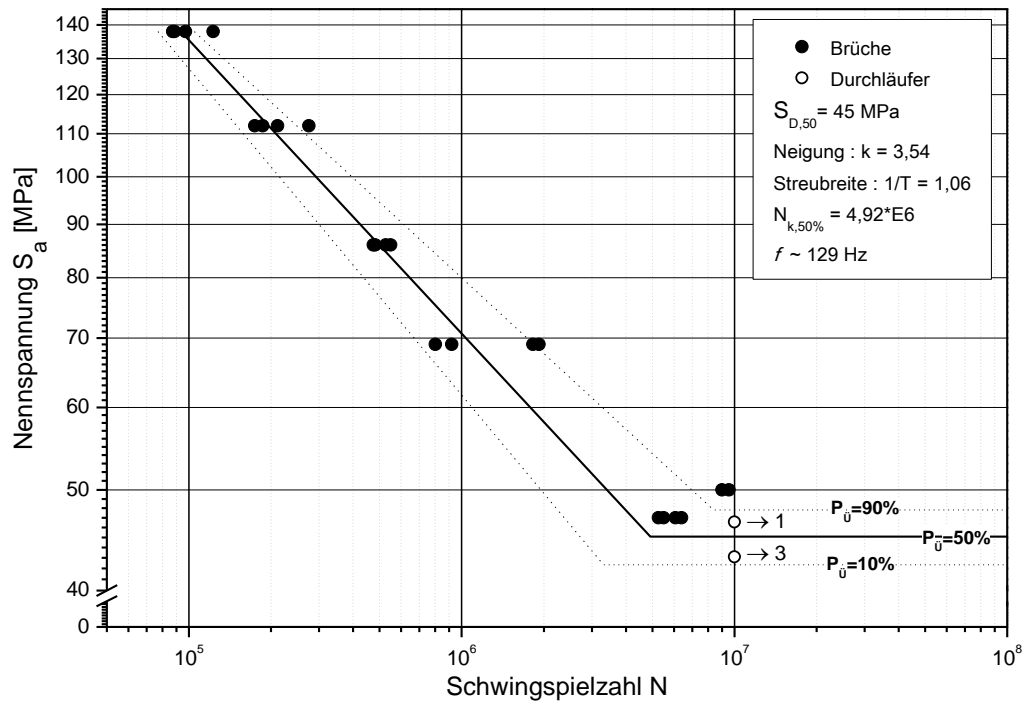
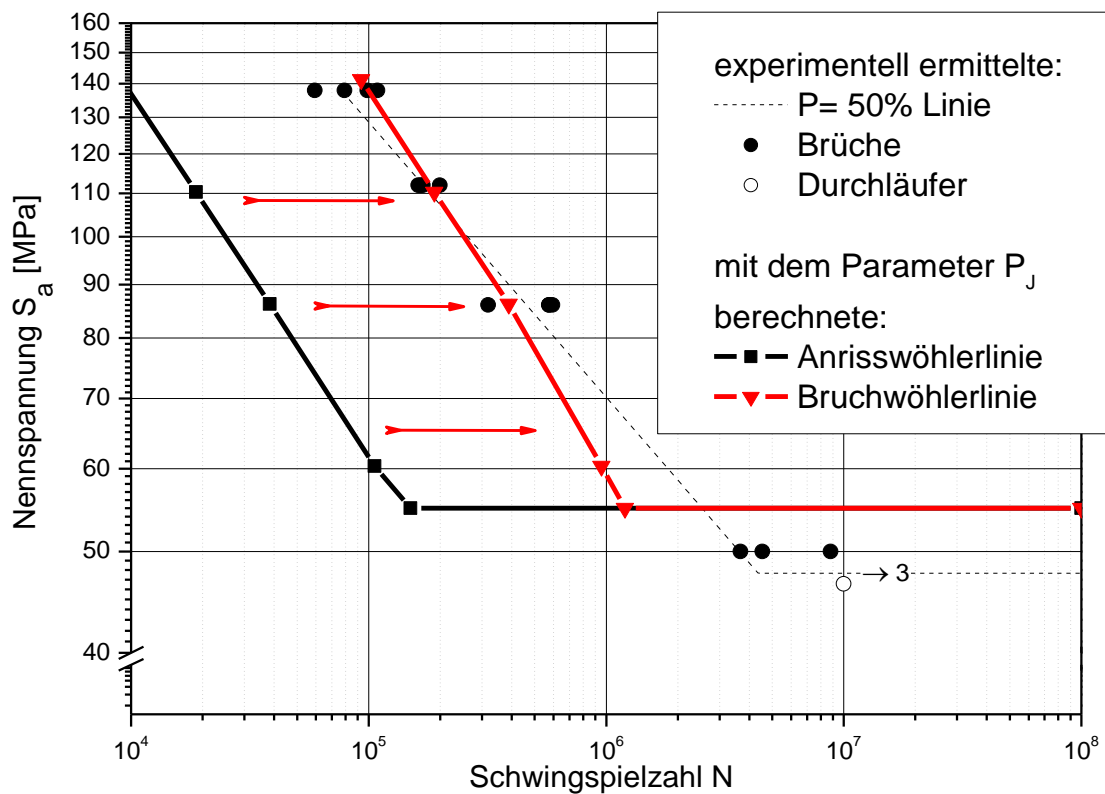


Anhang C-32: M10 Fk10.9 unter niedrigem Mittelspannungsverhältnis $R = 0,1$

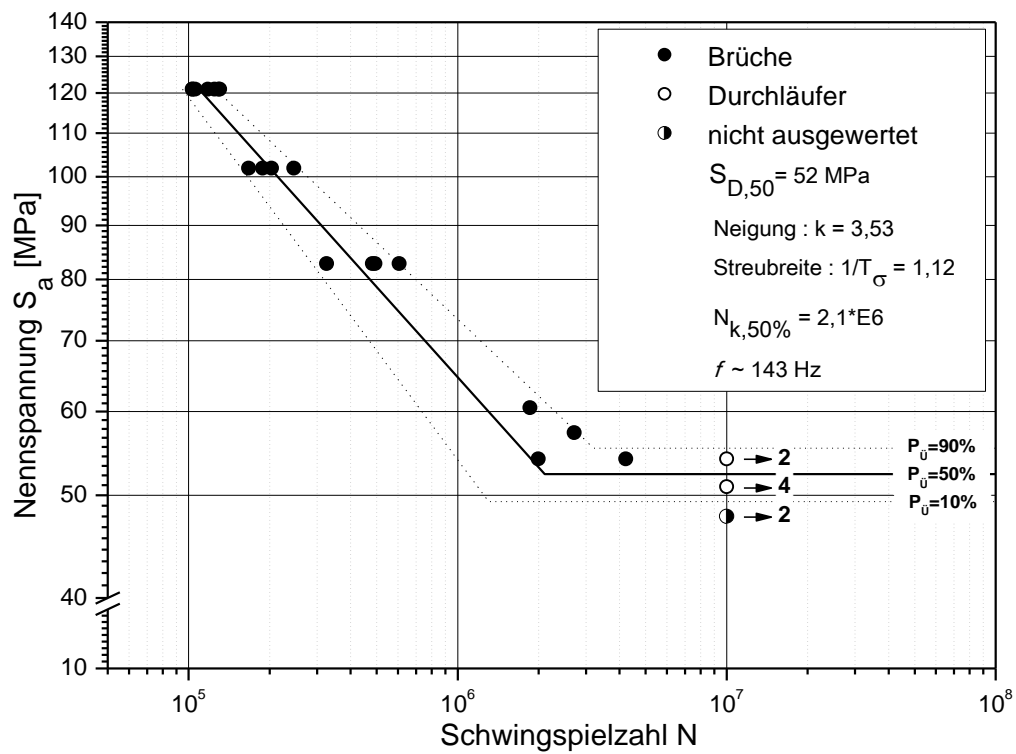
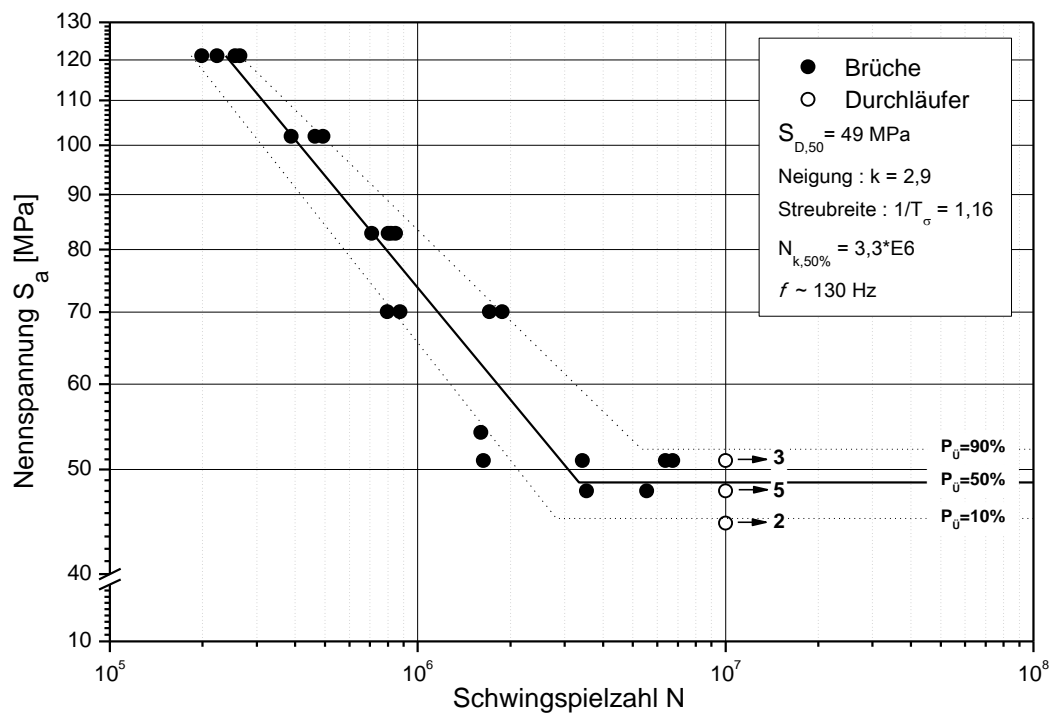
Schraube-Mutterverbindung M10 Fk 5.6

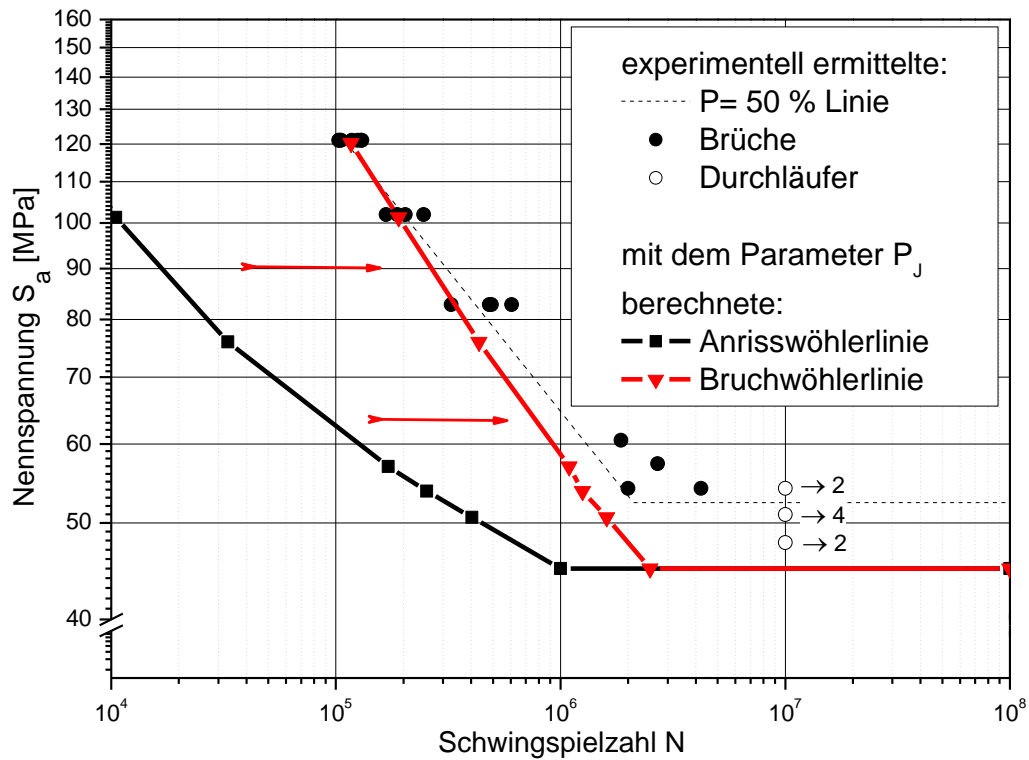


Anhang C-33: M10 Fk 5.6 unter hoher Mittelspannung $S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$


Anhang C-34: M10 Fk 5.6 unter niedrigem Mittelspannungsverhältnis $R = 0,1$

Anhang C-35: Mit dem Parameter P_j ermittelte Anriss- und Bruchwöhlerlinie im Vergleich zur experimentell ermittelten Bruchwöhlerlinie der Verbindung M10 Fk 5.6

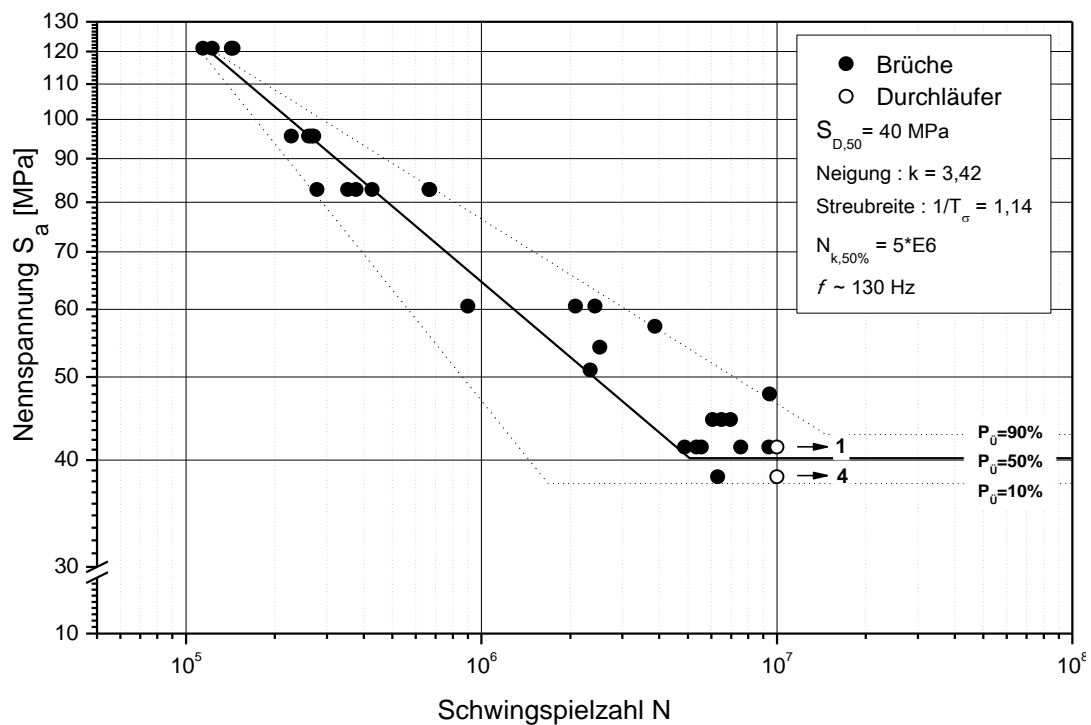
Schraube-Mutterbindung M16 Fk 10.9

Anhang C-36: M16 Fk 10.9 unter hoher Mittelspannung $S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$ Anhang C-37: M16 Fk 10.9 unter niedrigem Mittelspannungsverhältnis $R = 0,1$

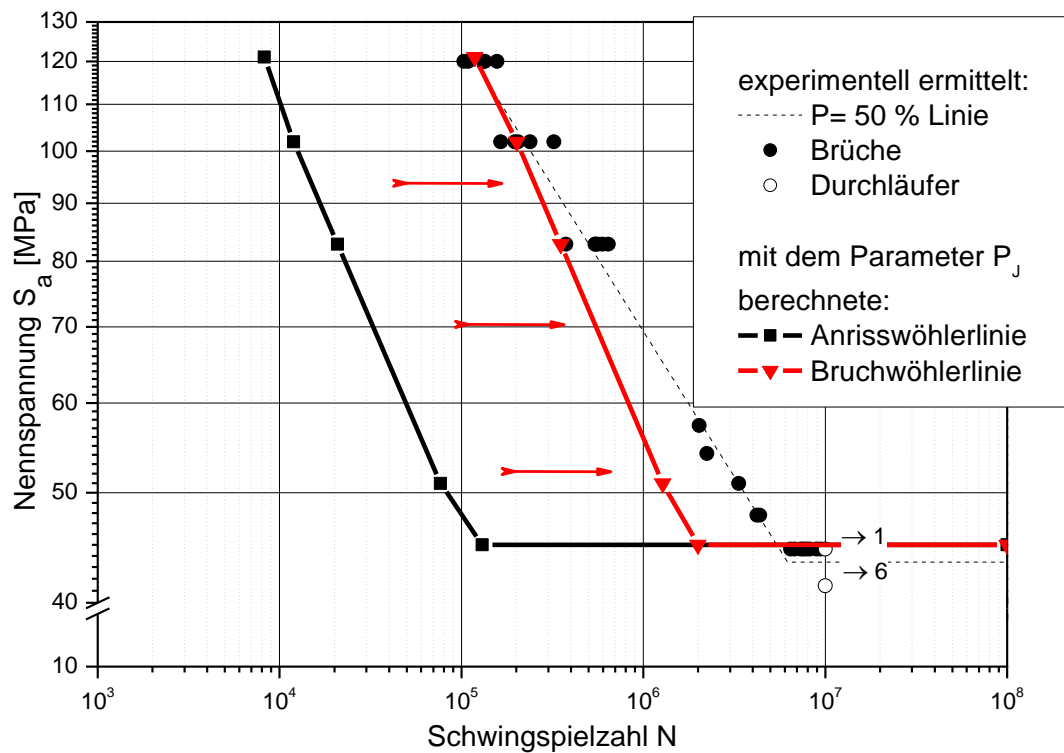


Anhang C-38: Mit dem Parameter P_j ermittelte Anriss- und Bruchwöhlerlinie im Vergleich zur experimentell ermittelten Bruchwöhlerlinie der Verbindung M16 Fk 10.9

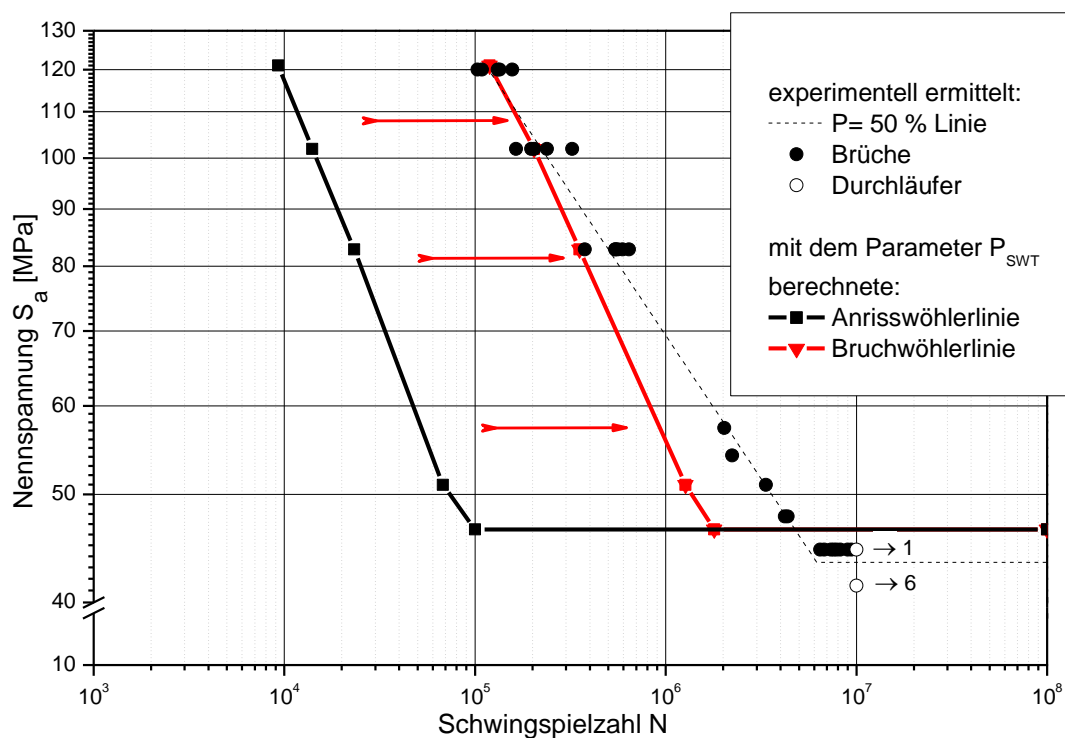
Schraube-Mutterverbindung M16 Fk 5.6



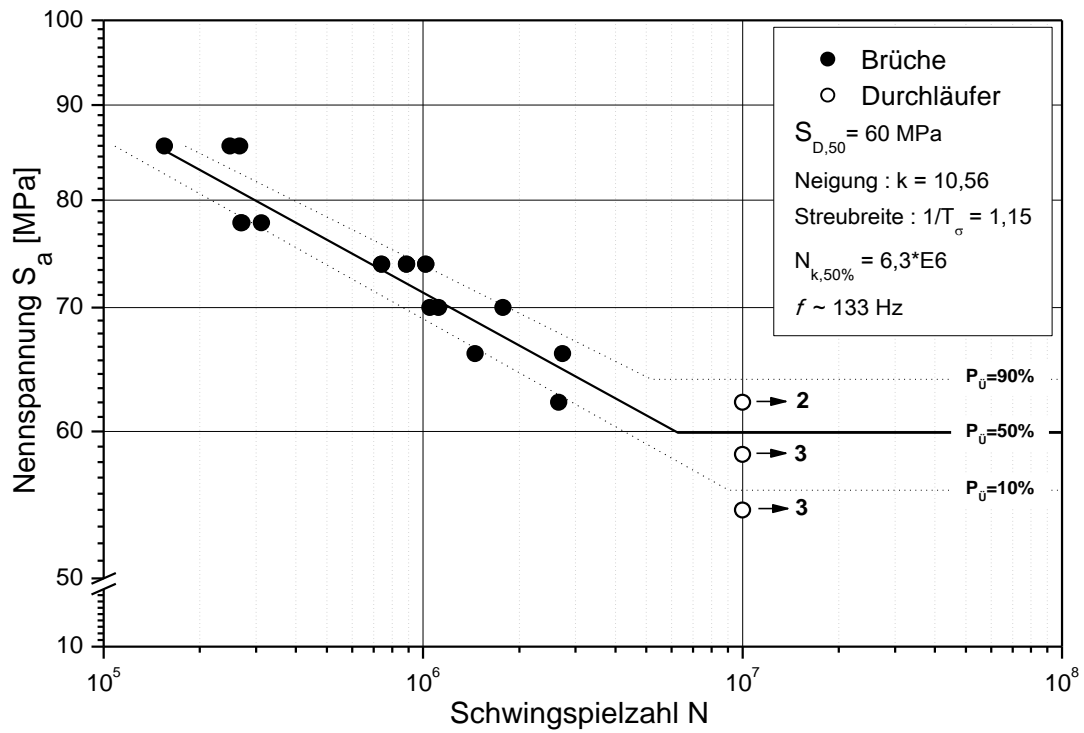
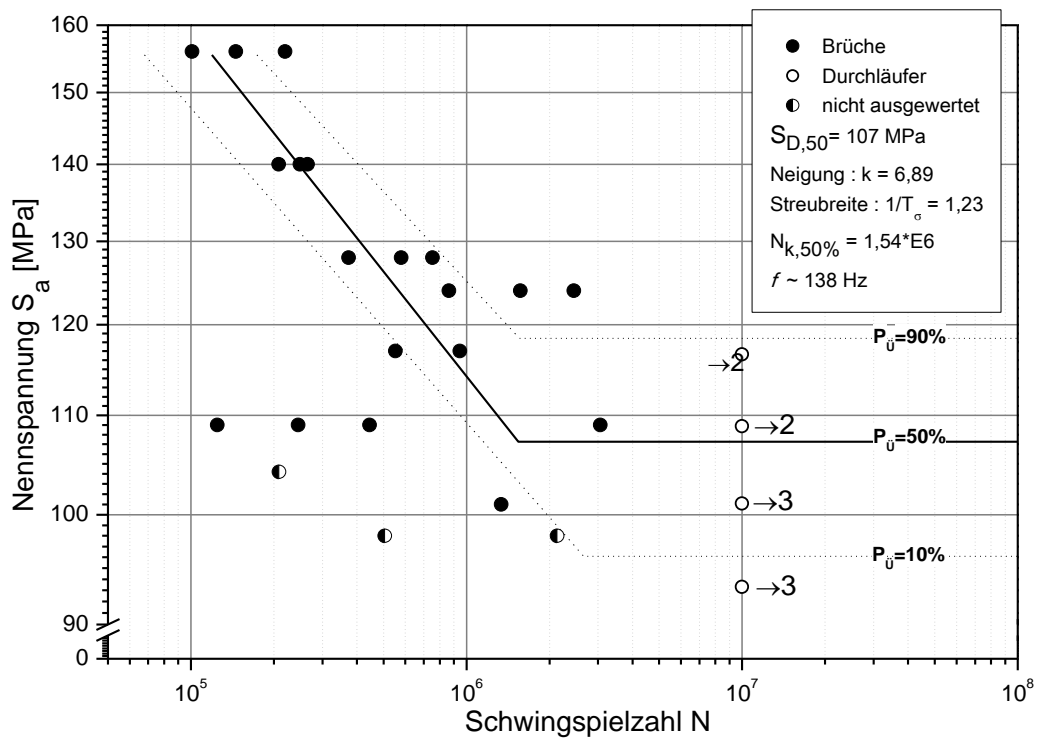
Anhang C-39: M16 Fk5.6 unter niedrigem Mittelspannungsverhältnis $R = 0,1$

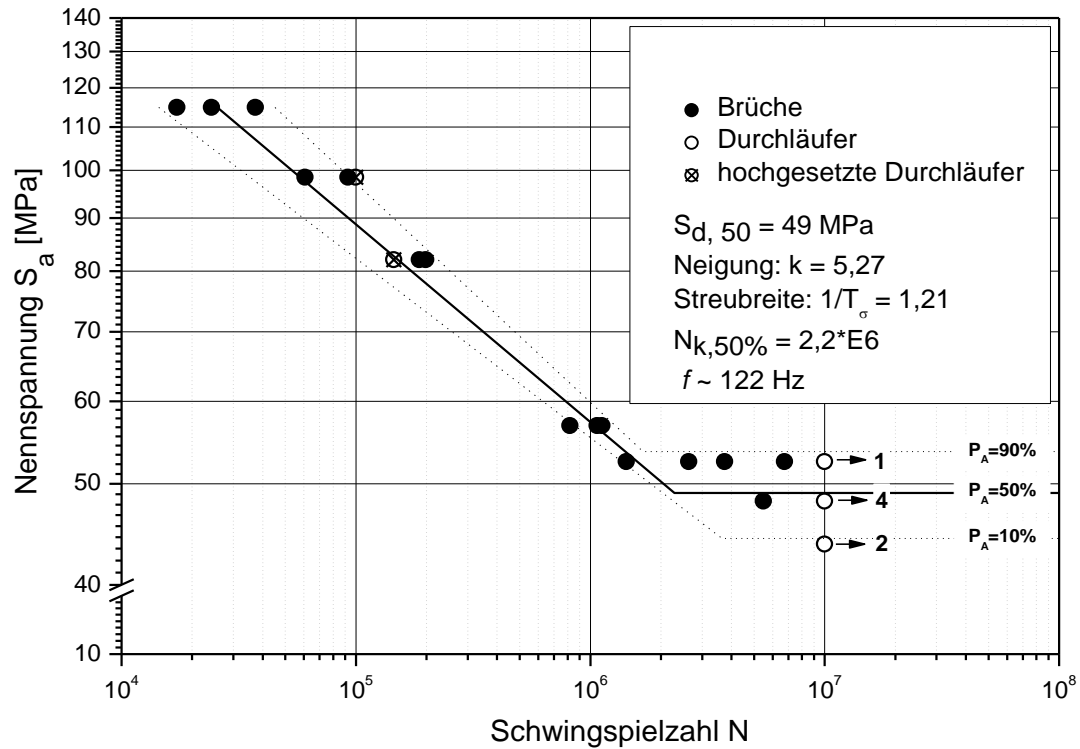
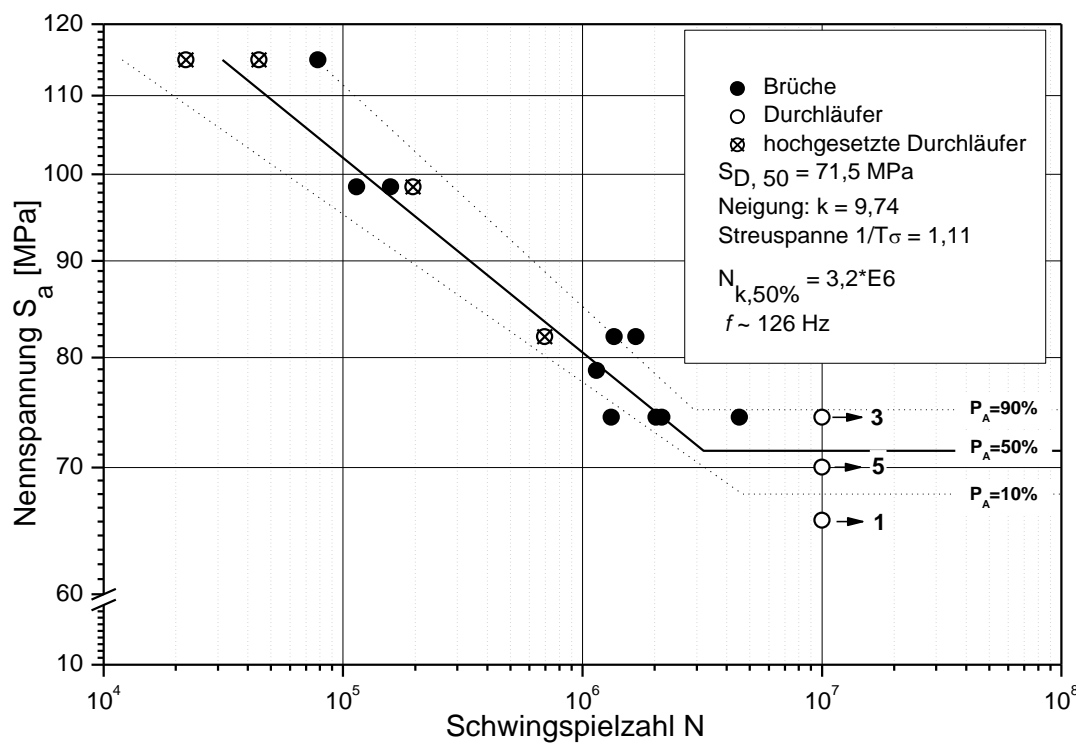


Anhang C-40: Mit dem Parameter P_j ermittelte Anriss- und Bruchwöhlerlinie im Vergleich zur experimentell ermittelten Bruchwöhlerlinie der Verbindung M16 Fk 5.6



Anhang C-41: Mit dem Parameter P_{SWT} ermittelte Anriss- und Bruchwöhlerlinie im Vergleich zur experimentell ermittelten Bruchwöhlerlinie der Verbindung M16 Fk 5.6

Düsenspannmutter**Anhang C-42: Düsenspannmutter unter hoher Mittelspannung $S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$** **Anhang C-43: Düsenspannmutter unter niedriger Mittelspannung $R = 0,1$**

Zugmutterverbindung**Anhang C-44: Zugmutter unter hoher Mittelspannung $S_m = 0,7 \cdot R_{p0,2\%}$** **Anhang C-45: Zugmutter unter niedrigem Mittelspannungsverhältnis $R = 0,1$**

Kennwerte zur Rissfortschrittsberechnung

Anhang C-46: Kennwerte zur Rissfortschrittsberechnung der klassischen Schraube-/Mutternverbindungen

Verbindung	M10 Fk 10.9	M10 Fk 5.6	M16 Fk 10.9	M16 Fk 5.6
Werkstoff	41Cr4	C35	36CrB4	2C35
Zugfestigkeit R_m [MPa]	1121	570	1124	556
Angenommer Werkstoff	42CrMo4	St52,3	42CrMo4	St52,3
Angenommer Werkstoff Zugfestigkeit R_m [MPa]	1100	566	1100	566
R_K	0,5	0,5	0,5	0,5
C^1	$7,58E-8$	$1,24E-8$	$7,58E-8$	$1,24E-8$
m^1	2,63	2,66	2,63	2,66
ΔK_{th}	2,75	5,1	2,75	5,1
Rissmodell	langer Oberflächenriss außen			
Anfangsrisstiefe [mm]	0,1			
Wanddicke t [mm]	4		6,7	
Innenradius r_i [mm]	0,1			
Endrisstiefe a im Kurzzeitbereich [mm]	2	1,5	1,0	2,5
Endrisstiefe a im Dauerfestigkeitsbereich [mm]	2,5	2,5	2,0	6

Anhang C-47: Kennwerte zur Rissfortschrittsberechnung der Mutterverbindungen

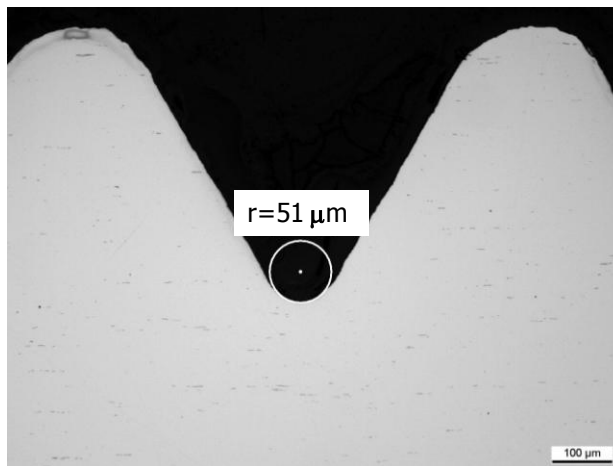
Verbindung	Düsenspannmutter	Zugmutter
Werkstoff	38MnVS6	St37-2
Zugfestigkeit R_m [MPa]	1150	464
Angenommener Werkstoff	42CrMo4	St37
Angenommener Werkstoff Zugfestigkeit R_m [MPa]	1100	415
R_K	0,5	0,5
C^1	$7,58E-8$	$9,71E-9$
m^1	2,63	2,71
ΔK_{th}	2,75	5,6
Rissmodell	Langer Oberflächenriss innen	langer Oberflächenriss innen
Anfangsrisssform a/c	0,1	0,1
Wanddicke t [mm]	0,8	1
Innenradius r_i [mm]	8,5	5
Endrisstiefe a im Kurzzeitfestigkeits-Bereich [mm]	0,8	1
Endrisstiefe a im Dauerfestigkeitsbereich [mm]	0,8	1

¹ Einheit: ΔK in $MPa\sqrt{m}$ und $\frac{da}{dN}$ in $\frac{mm}{LZ}$

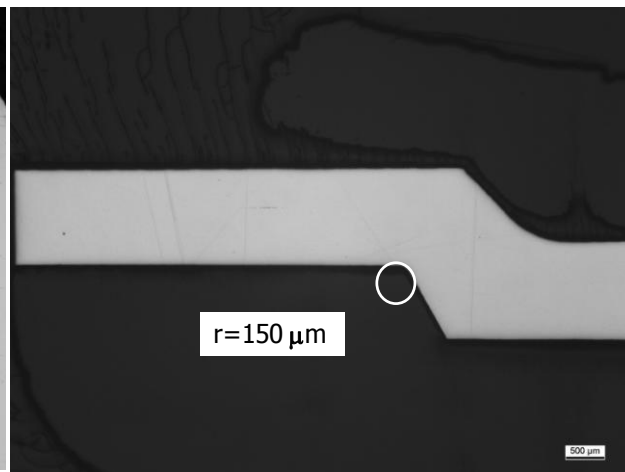
FE-Berechnungsmodelle**Klassische Schraube-Mutterverbindung****Schraube-Mutterverbindung Nenngröße M16****Anhang C-48: Geometrie und Vernetzung klassische Schrauben-Mutterverbindung M16 (2-dimensional)**

	Schraube	Mutter
Gewinde	M16	M16
Schlüsselweite [mm]	–	24
Steigung P_s bzw. P_m [mm]	2	2
Toleranzklasse	6g	6H
Mittlerer Aussen-Ø d [mm]	15,822	16,0
Mittlerer Flanken-Ø d_2 bzw. D_2 [mm]	14,583	14,807
Mittlerer Kern-Ø d_3 bzw. D_1 [mm]	13,3895	14,0225
Flankenwinkel α_s bzw. α_m [°]	60	60
Gewindeausrundungsradius r [mm]	0,3	–
Mittlere Mutternhöhe m [mm]	–	14,45
Spannungsquerschnitt A_s [mm ²]	157	–
Reibkoeffizient im Gewinde μ_g	0,1	0,1
Vernetzung, Elementlänge im Gewindegrund [mm]	0,02	–
Teilungsverhältnis und Anzahl der Elemente auf den Flanken	1, 30	1, 15

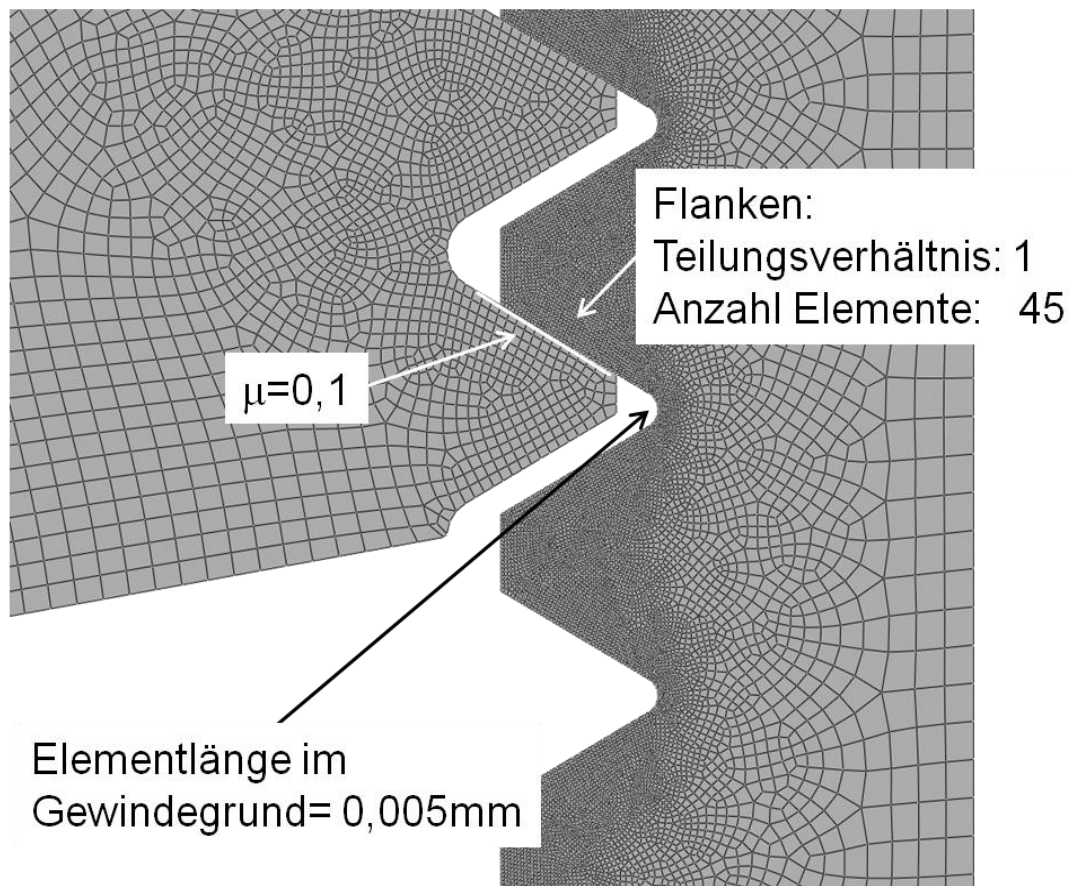
Düsenspannmutterverbindung



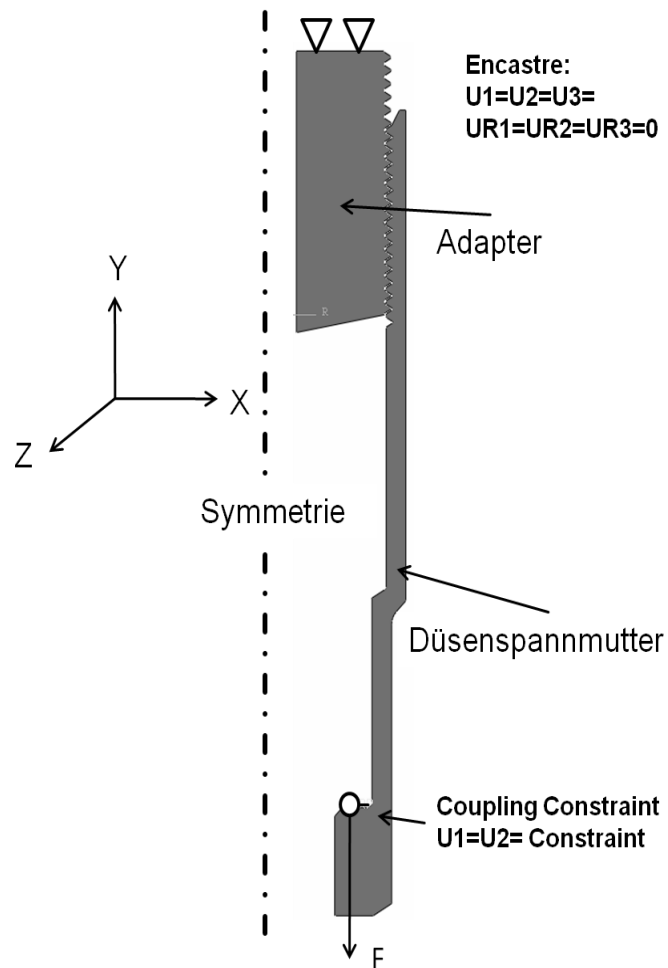
Anhang C-49: Gewindegrundradius
Düsenspannmutter



Anhang C-50: Ausrundungsradius in der
freien Kerbe



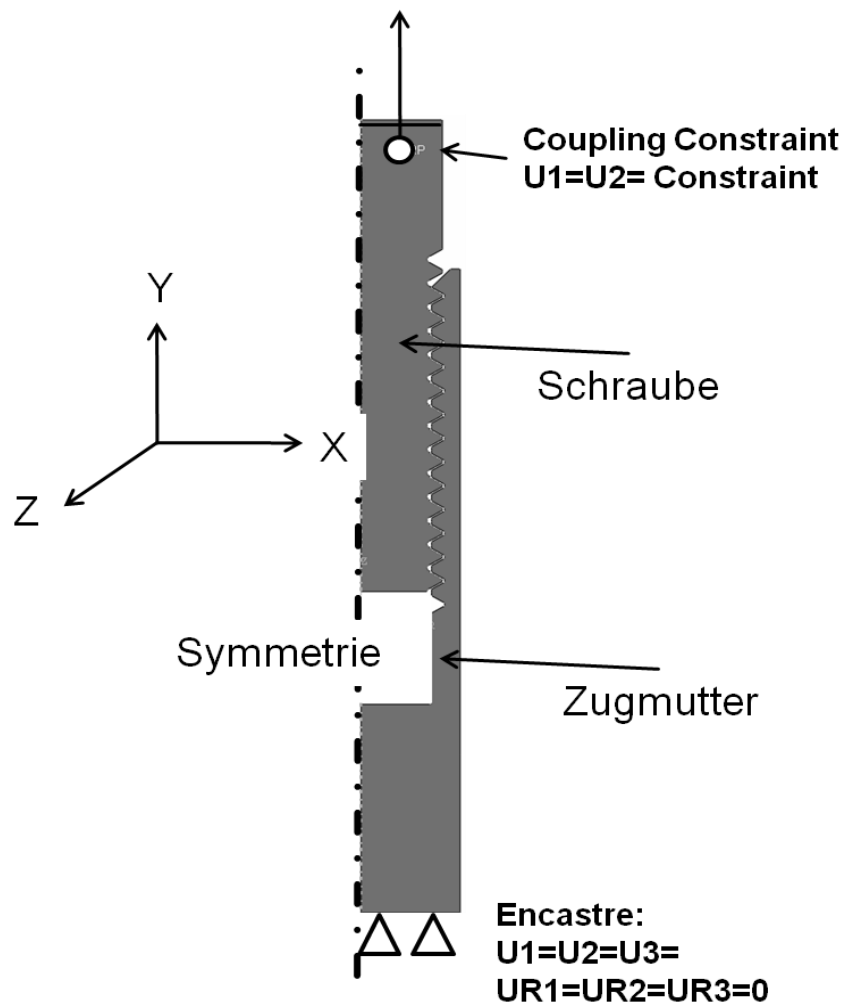
Anhang C-51: Vernetzung im Gewindegrund der Düsenspannmutterverbindung



Anhang C-52: Randbedingungen der Düsenspannmutterverbindung

Anhang C-53: Geometrie und Vernetzung der Düsenspannmutter

	Schraube	Mutter
Gewinde	M17	M17
Steigung P_s bzw. P_m [mm]	0,75	0,75
Mittlerer Aussen-Ø d [mm]	16,908	16,908
Mittlerer Flanken-Ø d_2 bzw. D_2 [mm]	16,5	16,5
Mittlerer Kern-Ø d_3 bzw. D_1 [mm]	16	16,283
Flankenwinkel α_s bzw. α_m [°]	60	60
Gewindeausrundungsradius r [mm]	0,3	0,05
Spannungsquerschnitt A_s [mm ²]	—	64,3
Reibkoeffizient im Gewinde μ_g	0,1	0,1
Vernetzung, Elementlänge im Gewindegrund	0,02	—
Teilungsverhältnis und Anzahl der Elemente auf den Flanken	1,30	1,15

Zugmutterverbindung**Anhang C-54: Randbedingungen der Zugmutterverbindung****Anhang C-55: Geometrie und Vernetzung der Zugmutterverbindung**

	Schraube	Mutter
Gewinde	M10	M10
Steigung P_s bzw. P_m [mm]	1,5	1,5
Mittlerer Aussen-Ø d [mm]	9,85	9,85
Mittlerer Flanken-Ø d_2 bzw. D_2 [mm]	8,928	8,928
Mittlerer Kern-Ø d_3 bzw. D_1 [mm]	8,033	8,526
Flankenwinkel α_s bzw. α_m [°]	60	60
Gewindeausrundungsradius r [mm]	0,2	0,0175 scharf 0,06 sanft
Spannungsquerschnitt A_s [mm ²]	58	45,7
Reibkoeffizient im Gewinde μ_g	0,1	0,1
Vernetzung, Elementlänge im Gewindegrund	0,04	0,001 scharf 0,003 sanft
Teilungsverhältnis und Anzahl der Elemente auf den Flanken	1,23 1,23	10,100 scharf 10,30 sanft